

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
FAKULTA STROJNÍ  
Katedra strojů průmyslové dopravy



Studijní program – Strojní inženýrství  
23-01T

Obor  
Konstrukce strojů a zařízení

**Hluk a vibrace vozidla s pohonem 4x4**  
**Diplomová práce**

KSD – DP – 446  
**Radek K o l í n s k ý**

Počet stran	:	47
Počet příloh	:	47
Počet výkresů	:	0

leden 2004

# **Hluk a vibrace vozidla s pohonem 4x4**

## **Anotace**

Práce se zabývá rozbořem hluku a vibrací generovaných vozidlem s pohonem všech kol. Na základě kinematického rozboru pohonu se snaží definovat hlavní zdroje a možné příčiny těchto nežádoucích vlivů a navrhnout vhodná opatření vedoucí k jejich snížení. Zvláštní pozornost je věnována záběru ozubených kol, jakož to jednomu z hlavních zdrojů hlukové emise.

## **Noise and vibrations of the car with four - wheel drive**

## **Annotation**

The work analyzes noise and vibrations of the car with all – wheel drive. On basis of kinematic analysis of driving mechanism endeavoured for define main sources and possible causes of these undesirable influences and proposed suitable arrangements for their reduce. Special attention is devoted to gear wheel engagement as a one of the most powerful sources of noise emission.

# OBSAH

## 1. ÚVOD

1.1 Zvuk a lidský organismus .....	1
1.2 Strojní zařízení a mechanické chvění .....	1
1.3 Výchozí teoretické principy .....	2
1.4 Vnější a vnitřní hluk vozidla .....	3

## 2. ZDROJE HLUKU A MECHANICKÉHO CHVĚNÍ

2.1 Vlivy rotujících hmot .....	4
2.2 Záběr ozubených kol	
2.2.1 Jednoduché soukolí .....	4
2.2.2 Diferenciál .....	6
2.3 Hluk a vibrace ložisek .....	8

## 3. SYSTÉM 4x4 VE VOZIDLECH ŠKODA OCTAVIA

3.1 Hnací ústrojí pohonu 4x4 .....	9
3.2 Mechanická pětistupňová převodovka MQ 250 .....	10
3.3 Přenos kroutícího momentu na zadní nápravu .....	11
3.4 Mezinápravová spojka Haldex .....	11

## 4. KINEMATIKA POHONU VOZIDLA ŠKODA OCTAVIA 4x4

4.1 Kinematické schéma .....	14
4.2 Výpočtový program budících frekvencí .....	15
4.3 Hluk a vibrace generované pohonem vozidla .....	20
4.4 Cesty šíření vibrací a hluku .....	21

## 5. FREKVENČNÍ PŘENOSY ZE ZADNÍ NÁPRAVY

5.1 Zadní náprava vozidla Škoda Octavia 4x4 .....	21
5.2 Přenosové cesty ze zadní nápravy do vozidla .....	22
5.3 Experimentální měření frekvenčních přenosů .....	22

## **6. ODVALOVACÍ HLUK**

6.1 Odvalovací hluk vozidla .....	26
6.2 Hluk pneumatik .....	26
6.3 Experimentální měření odvalovacího hluku .....	27

## **7. ANALÝZA VIBRACÍ A HLUKU POHONU 4x4**

7.1 Problematika snižování hluku a vibrací .....	30
7.2 Souběhová analýza .....	30
7.3 Experimentální měření vibrací a hluku .....	32

## **8. MOŽNOSTI SNÍŽENÍ HLUKU A VIBRACÍ** .....

43

## **9. ZÁVĚR** .....

46

## **SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY** .....

48

## **PŘÍLOHY** .....

49

# 1. ÚVOD

## 1.1 Zvuk a lidský organismus

Zvuk je tak běžnou součástí každodenního života, že si moderní člověk sotva uvědomuje všechny jeho funkce a účinky. Zvuk přináší člověku uspokojení při poslechu hudby nebo ptačího zpěvu. Zvuk je také prostředkem dorozumívání mezi lidmi či skupinami lidí. Zvuk však také může být prostředkem výstrahy a varování, například zvonění telefonu či houkání sirény. Zvuk ale také může být pomocným ukazatelem při kvalitativním i kvantitativním hodnocení a stanovení diagnózy, například při poruchách průběhu spalovacího procesu (např. detonační spalování u zážehových motorů), skřípění brzd nebo srdečních šelestech.

V moderní vyspělé společnosti je však zvuk často a někdy až příliš často nepříjemným, rušivým nebo až nebezpečným činitelem. Řadu zvuků je proto možno označit jako nežádoucí zvuky nebo souhrnně jako hluk. Je nutno připomenout, že míra nepříjemnosti a rušivosti hluku není určena jen jeho fyzikálními parametry, ale také subjektivním postojem jeho dobrovolných nebo nedobrovolných posluchačů. Zvuk či hluk však nemusí být ani příliš silný a přesto může být nepříjemný či rušivý. Nejhorší vlastností zvuku a hluku je však jeho potenciální nebezpečnost, spočívající v možnosti způsobení přechodných či trvalých škod.

## 1.2 Strojní zařízení a mechanické chvění

Ideální stroj je stroj, jež by za provozu nezpůsobil žádné chvění, protože jeho veškerá energie by se přeměňovala v účelnou práci. V praxi však chvění vzniká jako vedlejší produkt normálního přenosu dynamických sil mechanickou soustavou. Prvky stroje se vzájemně ovlivňují a v soustavě dochází k rozptylu energie formou mechanického chvění. Proto je nutné jak při návrhu a vývoji nových zařízení, tak i při řešení problémů hluku a chvění stávajících konstrukcí, hluboké pochopení dynamiky mechanických soustav a konstrukcí.

Příčinou hluku a chvění v životním či pracovním prostředí jsou procesy, v nichž dynamické síly vyvolávají kmitání mechanických soustav a konstrukcí. Účinky hluku a chvění jsou většinou nepříznivé a nežádoucí. Hluk a chvění mohou zapříčiňovat rušení, únavu a nepohodlí člověka a dokonce mohou být škodlivé z hlediska jeho bezpečnosti i zdraví. Účinky hluku a chvění na strojní zařízení, dopravní prostředky či stavební konstrukce se

mohou projevovat jako zvýšené opotřebení, snížení výkonu, nesprávná funkce či dokonce jako poruchy a trvalé poškození. Mechanické chvění a hluk jsou navzájem těsně spojeny. Hluk je částí pohybové energie kmitající konstrukce, která je přeměněna ve změny tlaku vzduchu. Každý dynamický proces je nevyhnutelně provázen určitým hlukem a chvěním. Výsledky měření hluku mohou být porovnány s odpovídající normou či doporučením. Tak je možno určit, zda se hluk nachází v přípustných mezích, případně zda problém hluku vyžaduje řešení. Při zjištění nadměrného hluku a chvění, je vždy nutno nalézt odpověď na otázku ***kde a jak řešit odpovídající problém.***



V každém případě musí být vzaty v úvahu následující faktory:

- **zdroje** – místa vzniku energie hluku a chvění
- **přenosové cesty** – cesty šíření a mechanismy přenosu energie hluku a chvění
- **vystavené objekty** – objekty, vystavené vlivům hluku a chvění, a míra přípustnosti těchto vlivů

Kterýkoli z uvedených faktorů může být klíčovým z hlediska problému hluku a chvění a jeho úspěšného řešení. Pečlivé prozkoumání těchto faktorů je základní podmínkou nalezení optimálního řešení.

### 1.3 Výchozí teoretické principy

Vibrace strojních zařízení a následný vyzařovaný hluk jsou obecně buzeny z vnějšku kinematicky nebo silově a nebo jsou samobuzeny změnou parametrů (např. proměnlivá tuhost spojení dvojice ozubených kol v záběru), které se nazývá parametrické buzení. Pravidelnost buzení a jeho intenzita často závisí na technickém stavu zařízení, tj. jeho kvalitě nebo stupni opotřebení. Budící signály nelze obvykle přímo měřit, protože vznikají „uvnitř“ strojního zařízení. Protože strojní zařízení je složitý dynamický systém, vždy je signál přenosovou cestou zkreslen. Míru zkreslení lze však diskutovat.

Mezi typické vlastnosti mechanických systémů patří nízké tlumení a s tím související rezonance. Proto je důležité vybrat měřící body tak, aby se zkreslení signálu přenosem minimalizovalo. Pro snímání vibrací se proto vybírají místa na konstrukci relativně tuhá,

tj. mimo středy tenkých rovných ploch, jako jsou kryty nebo stěny skříní strojních agregátů, které jsou náchylné k rezonancím. Vhodným umístěním jsou pouzdra ložisek hřídelí. Vibrace měřicího bodu mohou být snímány v několika směrech a pomocí různých fyzikálních veličin jako je výchylka, rychlost nebo zrychlení. Hluk může být měřen jako akustický tlak (jeden mikrofón) nebo jako intenzita (dvojice mikrofónů).

#### 1.4 Vnější a vnitřní hluk vozidla

Hluk vozidla lze obecně rozdělit do dvou skupin, a to hluk vnější a vnitřní. **Vnější hluk** je hluk, který vozidlo během svého provozu emituje do okolí a obtěžuje tak všechny živé složky životního prostředí, tedy i člověka. Ověření přípustné hladiny vnějšího hluku vozidel je podmínkou k povolení jejich užívání na veřejných komunikacích. Limity vnějšího hluku jsou stanoveny ve vyhlášce č. 102/1995 Sb. ministerstva dopravy ČR (Vyhláška o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích) a v předpisech EHK č. 51.



**Vnitřní hluk** je hluk, který působí jen na posádku vozidla a i když je svou intenzitou podstatně nižší, může představovat vážný (skrytý) problém pro jeho posluchače a zapříčiňovat tak jeho nesoustředěnost a zvyšující se nervozitu a nepřímo tak může ovlivnit bezpečnost všech účastníků silničního provozu. V dnešní době je tento problém spíše prostředkem konkurenčního boje mezi automobilkami, předhánějícími se ve zvyšování komfortu jízdy a tím i v boji o zákazníka.

Máme-li analyzovat automobil jako strojní zařízení emitující hluk do okolí prostřednictvím mechanického chvění jeho strojních součástí a příslušenství, je nutné separovat všechny dílčí zdroje jež se na výsledném hluku podílejí. Dá se s největší pravděpodobností předpokládat, že nejhluchnějším agregátem vozidla je motor. Na druhém místě lze předpokládat převodový agregát a pak zřejmě budou následovat nápravy. Do tohoto žebříčku lze zařadit rovněž hluk pneumatik. Při nízké rychlosti jízdy na dolní převodové stupně bude hluk pneumatik zanedbatelný, zatímco při rychlé jízdě na horní převodové stupně jeho podíl v celkovém hluku poroste. Nesmíme ale také opomenout i aerodynamické vlivy působící na vozidlo zejména při vyšších rychlostech, kdy vlivem protisměrného větru a konstrukčního provedení některých prvků dochází k turbulencím a dalším nežádoucím jevům.

## 2. ZDROJE HLUKU A MECHANICKÉHO CHVĚNÍ

### 2.1 Vlivy rotujících hmot

Jedním z nástrojů technické diagnostiky je frekvenční analýza, při které je hlavní důraz kladen na periodicity různých dějů ve strojním zařízení. Automobil je stroj jako jakýkoliv jiný, takže pokud se na něj podíváme z technického hlediska, tak i u něj nalezneme spoustu společných znaků, které jsou ve své funkční i konstrukční podstatě buď naprosto stejné nebo velice podobné. Na základě znalosti funkce jednotlivých ústrojí a mechanismů mohou být výrazné kmitočtové složky vztaženy k určitým mechanickým dílům nebo sestavám. Tak je pomocí spekter možno identifikovat možné zdroje hluku a chvění.

Pohonné ústrojí automobilu obsahuje rotační části s ložisky, a to valivými i klznými. Rotace dílů přímo souvisí s jejich vyvážením a tedy se vznikem buzení od jejich případné dynamické nevyváženosti. Budící signál má frekvenci otáček a ve spektru vibrací dominuje složka s touto frekvencí. Mluvíme o tzv. **rotorových frekvencích**. Pro vnější ozubení na obou spoluzabírajících kolech se oba hřídele točí proti sobě. Frekvence otáčení druhého hřídele souvisí s frekvencí otáčení prvního hřídele podle jednoduchého vztahu:

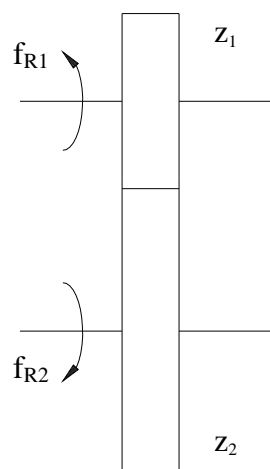
$$f_{R2} = f_{R1} \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

kde:  $f_{R1}$  - rotorová frekvence vstupního hřídele

$f_{R2}$  - rotorová frekvence výstupního hřídele

$z_1$  - počet zubů hnacího kola

$z_2$  - počet zubů hnaného kola



Obr. 3 Schéma jednoduchého soukolí

### 2.2 Záběr ozubených kol

#### 2.2.1 Jednoduché soukolí

Vibrace od záběru ozubených kol se přenášejí na vnější plochy skříní a krytů a mění se ve vyzařovaný hluk. Základními zdroji vibrací jsou:

- proměnlivá tuhost spojení ozubených kol v záběru, která se projevuje jako parametrické buzení



- prakticky však také rázy při vstupu zubů do záběru, a to hlavně zubů deformovaných zatížením, zubů s výrobními úchytkami, a to jednak pravidelným nebo nepravidelným zvlněním povrchu všech zubů nebo nepravidelnostmi na obvodu ozubeného kola a dále např. nesouosostí apod.

První zdroj vibrací souvisí se samotným principem ozubeného převodu. Vnitřní samobuzení vibrací je dáno periodicky proměnlivou tuhostí vzájemného spojení dvojice ozubených kol v záběru. Časový průběh tuhosti závisí na celkovém součiniteli trvání záběru  $\varepsilon_\gamma$ , který má dvě dílčí složky, a to  $\varepsilon_\alpha$  a  $\varepsilon_\beta$ , přičemž platí  $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$ . Součinitel trvání záběru profilu evolventy zubu  $\varepsilon_\alpha$ , je dán poměrem dráhy záběru k základní rozteči a závisí především na výšce zubu. U šikmého ozubení má nenulovou hodnotu součinitel trvání záběru boku zubu  $\varepsilon_\beta$ , který závisí na úhlu sklonu šroubovice a šířce ozubeného kola. U přímého ozubení je  $\varepsilon_\beta = 0$ .

Druhým významným zdrojem buzení vibrací jsou rázy při vstupu páru zubů do záběru. Tento ráz lze také modelovat skokovou změnou tuhosti kontaktu zubů. Příčina vzniku rázů je v různých nepravidelnostech tvaru zubů v důsledku výrobních úchylek nebo v důsledku deformace, která vzniká zatížením zubů.

Podstatné pro diagnostiku záběru zubů je, že základní frekvence střídání tuhosti nebo rázů při vstupu zubů do záběru je dána součinitelem frekvence otáčení ozubeného kola a počtu jeho zubů. Tato frekvence se nazývá **zubová** nebo také **záběrová**. Protože tuhost se nemění podle sinusovky, ve spektru se objeví také složky s násobky základní frekvence, tj. její harmonické složky. Základní zubovou frekvenci lze tedy vyjádřit vzorcem:

$$f_{z1} = z \cdot |f_{z0}|$$

kde:  $z$  - počet zubů ozubeného kola

$f_{z0}$  - frekvence otáček ozubeného kola

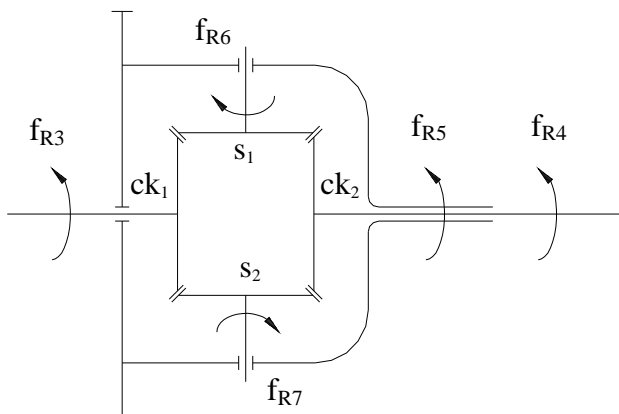
Harmonické složky mají frekvence:

$$f_{zk} = k \cdot f_{z1}, \text{ kde } k > 1 \text{ je přirozené číslo.}$$

Absolutní hodnota frekvence otáček je zvolena ve vzorcích s ohledem na možnost určovat jejím znaménkem směr otáčení ozubených kol.

### 2.2.2 Diferenciál

Diagnostika automobilového diferenciálu je nesrovnatelně komplikovanější ve srovnání s převody s nepohyblivými hřídeli (viz. jednoduchá soukolí). Spektra hluku nebo vibrací převodů se záběrem jen jednoho páru ozubených kol obsahují snadno identifikovatelné složky. Naproti tomu satelity automobilového diferenciálu jsou v záběru hned se dvěma centrálními koly a jejich osy se navíc mohou otáčet.



Obr. 4 Schéma mezikolového diferenciálu s kuželovými koly

kde:  $S_1$  ..... satelit (1)

$S_2$  ..... satelit (2)

$ck_1$  ..... centrální kolo (1)

$ck_2$  ..... centrální kolo (2)

$f_{R3}$  ..... rotorová frekvence hřídele centrálního kola (1)

$f_{R4}$  ..... rotorová frekvence hřídele centrálního kola (2)

$f_{R5}$  ..... rotorová frekvence klece diferenciálu

$f_{R6}$  ..... rotorová frekvence hřídele satelitu (1)

$f_{R7}$  ..... rotorová frekvence hřídele satelitu (2)

**Rotorové frekvence** rotujících částí diferenciálu jsou jasně dané otáčkami jednotlivých hřídelů (tak jak tomu bylo u jednoduchého soukolí). Zásadnější problém však představuje stanovení zubových frekvencí spoluzabírajících kol. Pokud si představíme centrální kolo 2 jako korunové kolo a klec diferenciálu jako unašeč, lze najít určitou analogii s jednoduchým planetovým soukolím, jehož zubové frekvence řeší jedna použitá literatura [1]. Na základě

této publikace a v ní uvedených vztahů jednotlivých frekvencí, které museli být lehce upraveny pro náš případ, se jednotlivé **zubové frekvence** určí následujícími vztahy:

*Frekvence dotyku zvoleného zubu satelitu (1) buď s centrálním kolem (1) nebo centrálním kolem (2):*

$$f_{Z3} = (f_{R3} - f_{R4}) \cdot \frac{z_{13I}}{z_{13I} + z_{13II}} \cdot \frac{z_{13II}}{z_{14I}}$$

*Protože zvolený zub satelitu se dotýká střídavě centrálního kola (1) a centrálního kola (2), objevuje se další periodický jev s frekvencí  $2f_{Z3}$ :*

$$f_{Z4} = 2f_{Z3}$$

*Frekvence dotyku zubů centrálního kola (1) se všemi satelity:*

$$f_{Z5} = (f_{R3} - f_{R4}) \cdot \frac{z_{13II} \cdot z_{13I}}{z_{13II} + z_{13I}} \cdot n$$

*Frekvence dotyku zubů centrálního kola (2) se všemi satelity:*

$$f_{Z6} = (f_{R3} - f_{R4}) \cdot \frac{z_{13I} \cdot z_{13II}}{z_{13I} + z_{13II}} \cdot n$$

*Frekvence  $f_{Z5}$  a  $f_{Z6}$  jsou násobkem základní zubové frekvence. Tento násobek je dán počtem satelitů, což odpovídá frekvenci postupných dotyků všech satelitů.*

Soukolí ozubených kol v diferenciálu se protáčí velmi pomalu a ve frekvenčním spektru se odpovídající složky prakticky vůbec neobjeví. Hladina hluku ozubených kol souvisí s přenášeným výkonem. Z tohoto hlediska budou nejvýznamnějším zdrojem hluku ozubená kola převodového agregátu a náprav.

## 2.3 Hluk a vibrace ložisek

Kromě ozubených kol jsou valivá ložiska dalším zdrojem vibrací a tím i hluku různých strojních zařízení. U automobilu je jejich vliv na celkovém podílu hluku minimální a ve spektrech se pravděpodobně nejspíš ani neprojeví, takže se jimi budu zabývat jen velmi okrajově.

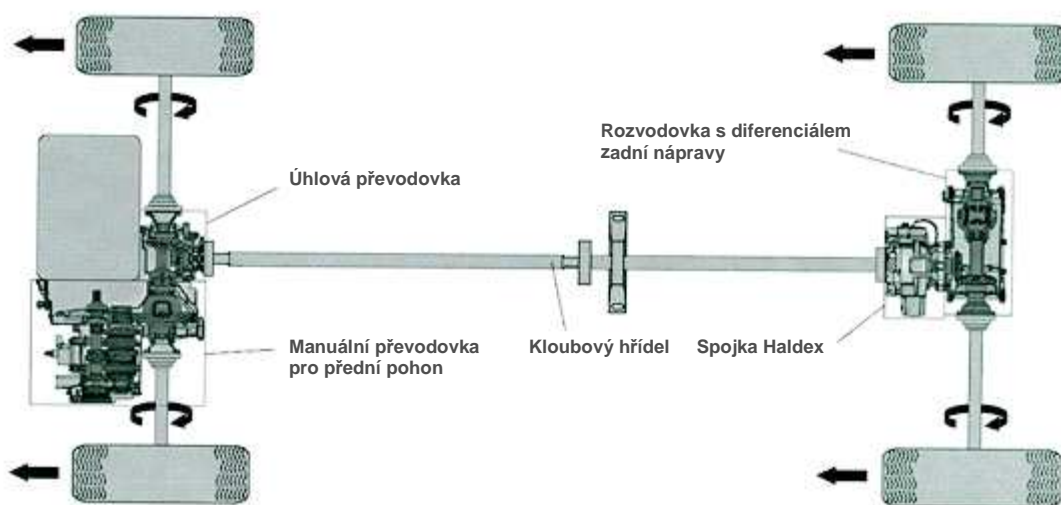
Vibrace ložisek jsou buzeny silovými impulsy, které vznikají při odvalování valivých členů mechanismu ložiska po jeho vnější a vnitřní dráze. Frekvence výskytu těchto impulsů může být pravidelná nebo náhodná. Pravidelně rozložené impulsy způsobují lokální nerovnost povrchu, např. pitting na některé dráze. Základní frekvence pravidelných impulsů je pevným násobkem frekvence otáčení hřídele s ložiskem. Frekvenční spektrum takto vybuzených vibrací je složeno ze skupin harmonických složek se základními frekvencemi, které závisí na místě poruchy ložiska, kterým mohou být zmíněné dráhy nebo valivý člen. Nepravidelnosti funkčních ploch vznikají nejen opotřebením, ale také u nových ložisek se vyskytuje tvarová nedokonalost funkčních ploch. Například tříbodové uchycení při broušení, způsobující nepatrnou deformaci obrobku, zanechá na obvodu tři „vlny“. Ve spektru se objeví výrazná složka s frekvencí, která je trojnásobkem nebo šestinásobkem, devítinásobkem, atd. tzv. základní frekvence, která přísluší jedné lokální vadě. Analýza signálů generovaných ložisky má uplatnění nejen v preventivní údržbě, ale i při kontrole kvality nově vyrobených strojních zařízení.

Metody vibrační a hlukové diagnostiky valivých ložisek lze rozdělit podle frekvenčního rozsahu na oblast nízkých a vysokých kmitočtů. Nízkofrekvenční diagnostické signály hluku jsou slyšitelné a jejich analýza se opírá o frekvenční spektrum, které obsahuje složky s frekvencemi souvisejícími s rozměry prvků ložiska. Pro diagnostiku valivých ložisek v oblasti nízkých frekvencí je třeba znát základní frekvence složek spektra, které jsou příslušné k tvarovým nepřesnostem jednotlivých dílů ložiska, tj. povrchu vnitřní a vnější dráhy a valivého členu. Je uváděno, že vysokofrekvenční signál indikuje poruchu ložiska dříve než nízkofrekvenční signál. Avšak nízkofrekvenční signály jsou běžně slyšitelné, a proto jejich sledování je součástí kontroly jakosti ložisek v nově vyrobených převodových agregátech. To znamená, že úkolem této diagnostiky je nejen sledování opotřebením ložiska, ale i jakosti jeho výroby.

### 3. SYSTÉM 4x4 VE VOZIDLECH ŠKODA OCTAVIA

#### 3.1 Hnací ústrojí pohonu 4x4

Klasická koncepce (ještě dnes hojně rozšířená u terénních vozidel) je často založená na pevném, ručně ovládaném zapojování náhonu obou náprav. Technickým přínosem nového řešení náhonu na všechna kola u vozidel Škoda Octavia s přídatným, na řidiči nezávislým připojováním náhonu na zadní nápravu je elektronicky regulovatelná lamelová spojka typu Haldex.



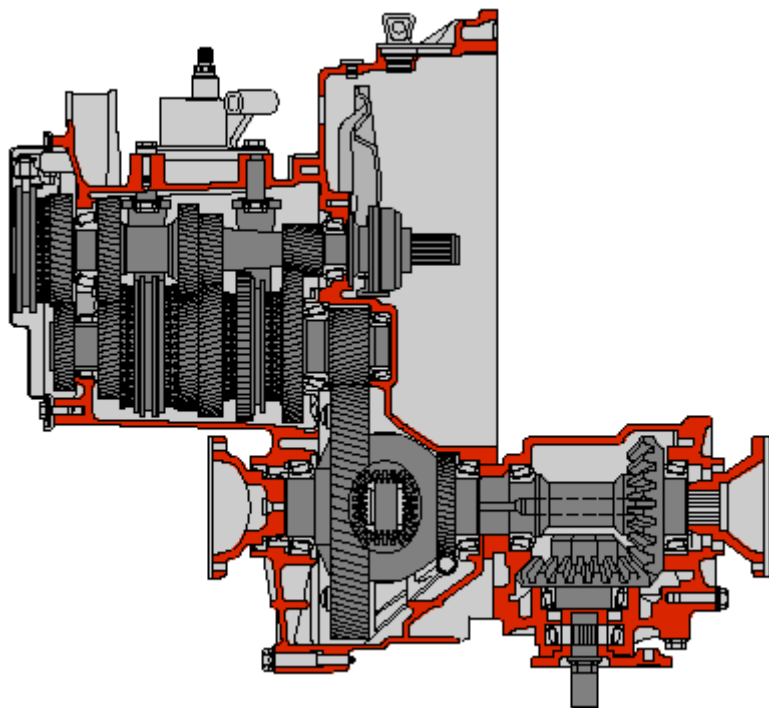
Obr. 5 Pohon 4x4 u vozidel Škoda Octavia

Vozy mají buď 5-stupňovou nebo 6-stupňovou mechanickou převodovku. Součástí mechanické převodovky je ještě převodovka s kuželovým soukolím. Kroutící moment motoru se přes mechanickou převodovku s rozvodovkou na přední nápravě přenáší kuželovým soukolím dále na kloubový hřídel. Kloubový hřídel je složen ze dvou částí. S převodovkou je spojen pomocí pružného kotouče a s náhonem zadní nápravy pomocí pružného kotouče s tlumičem kmitů. Ve spojnici Haldex je vstupní hřídel od výstupního hřídele kuželového převodu oddělen soustavou lamel. Kroutící moment se dále přenáší přes rozvodovku náhonu zadní nápravy na zadní kloubové hřídele. Přenos kroutícího momentu na náhon zadní nápravy se děje jen tehdy, jsou-li lamely spojky Haldex sevřeny.

Pozn. Předmětem mého zkoumání byl vůz Škoda Octavia 4x4 s pětistupňovou mechanickou převodovkou, proto se v následujícím popisu převodovky, budu věnovat pouze tomuto konkrétnímu provedení.

### 3.2 Mechanická pětistupňová převodovka MQ 250

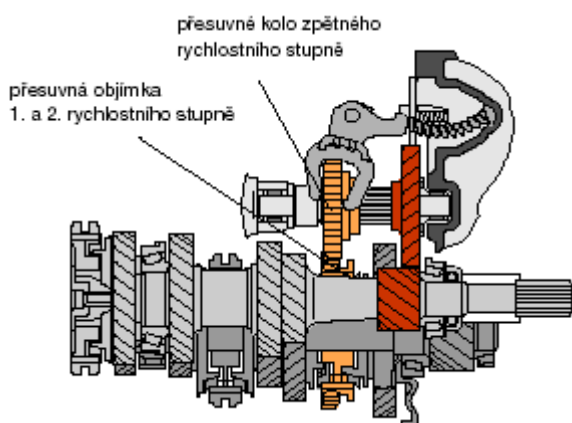
Ozubená kola převodovky mají šikmé ozubení a jsou trvale v záběru. Na každém kole rychlostního stupně je řadící ozubení, pomocí kterého se přesuvnou objímkou zařazuje rychlostní stupeň. Přesuvná objímka je nasunuta na jádru synchronní spojky, takže jí nelze



Obr. 6 Mechanická 5-ti stupňová převodovka MQ 250

otáčet. Jádru synchronní spojky je pevně nasazeno na hnaném hřídeli. Kola rychlostních stupňů jsou uložena otočně a jsou ve stálém záběru s pevnými koly. Silový styk vzniká axiálně přesuvnými objímkami. Časového souběhu kol, která mají být zařazena se dosahuje prostřednictvím synchronních kroužků.

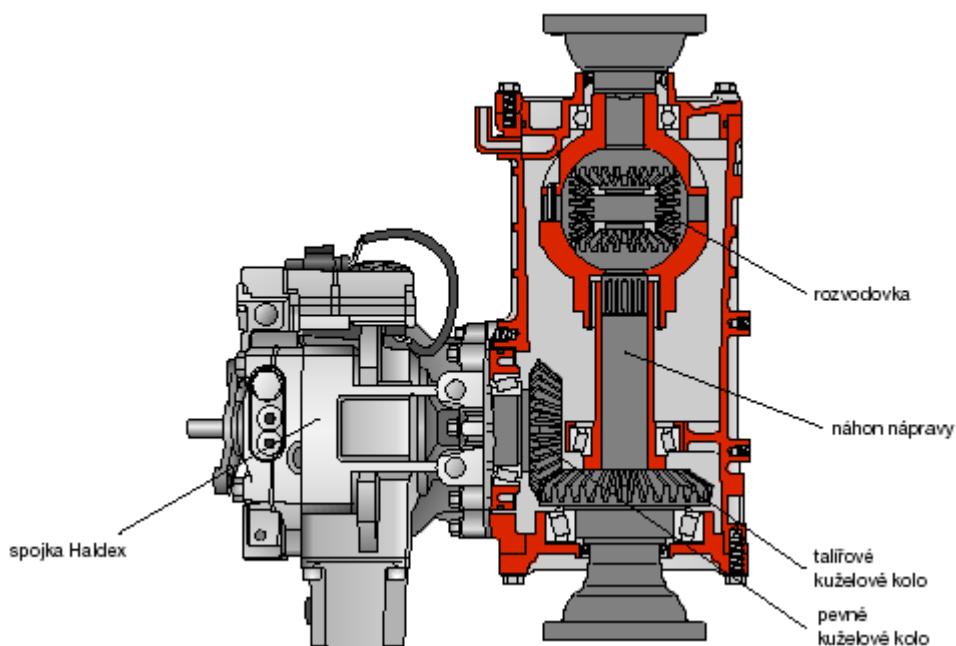
Mechanická převodovka a diferenciál s rozvodovkou tvoří jeden celek. Přes planetová kola je diferenciál spojen s přírubovými hřídeli. Řazení zpátečky se provádí přesouváním přesuvného kola zpětného převodového stupně na předlohovém hřídeli do záběru s přesuvnou objímkou 1. a 2. převodového stupně na hnaném hřídeli, která má na obvodu ozubení s přímými zuby. Na předlohovém hřídeli je rovněž ozubené kolo zpátečky se šikmým ozubením, které je trvale v záběru s hnacím kolem 1. převodového stupně na hnacím hřídeli.



Obr. 7 Řazení zpětné rychlosti

### 3.3 Přenos kroutícího momentu na zadní nápravu

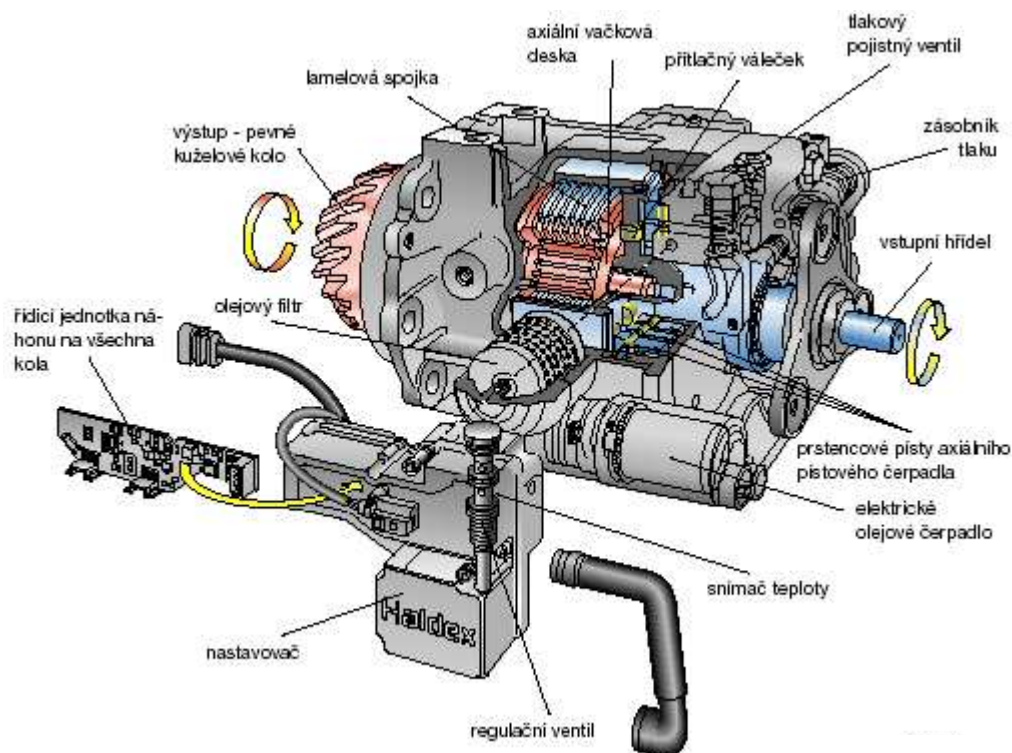
Přenos kroutícího momentu na zadní nápravu je uskutečněn soustavou následujících agregátů: spojka Haldex, kuželový převod a rozvodovka. Kuželový převod je tvořen pevným a talířovým kuželovým kolem se šikmým ozubením. Pevné kuželové kolo je součástí spojky Haldex, zatímco talířové kuželové kolo patří k náhonu zadní nápravy. Skříň spojky Haldex je sešroubována se skříní rozvodovky zadní nápravy. Tímto šroubovým spojem se vymezuje i vůle v kuželovém soukolí.



*Obr. 8 Kuželový převod se spojkou Haldex*

### 3.4 Mezinápravová spojka Haldex

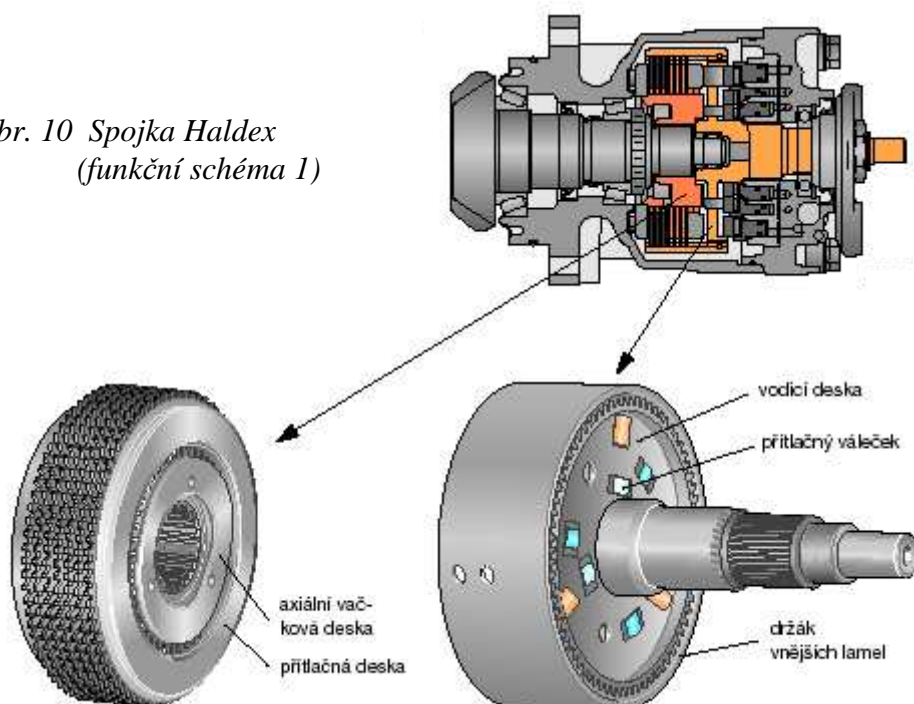
Spojka Haldex je elektrohydraulicky řízená lamelová spojka, která nahrazuje v pohonném systému vozu mezinápravový diferenciál a samočinně připojuje na základě jízdního stavu vozidla zadní nápravu. Celý systém je umístěn mezi kloubovým hřídelem a rozvodovkou zadní nápravy. Pracuje ve vzájemné souhře mechanického, hydraulického a elektronického zařízení.



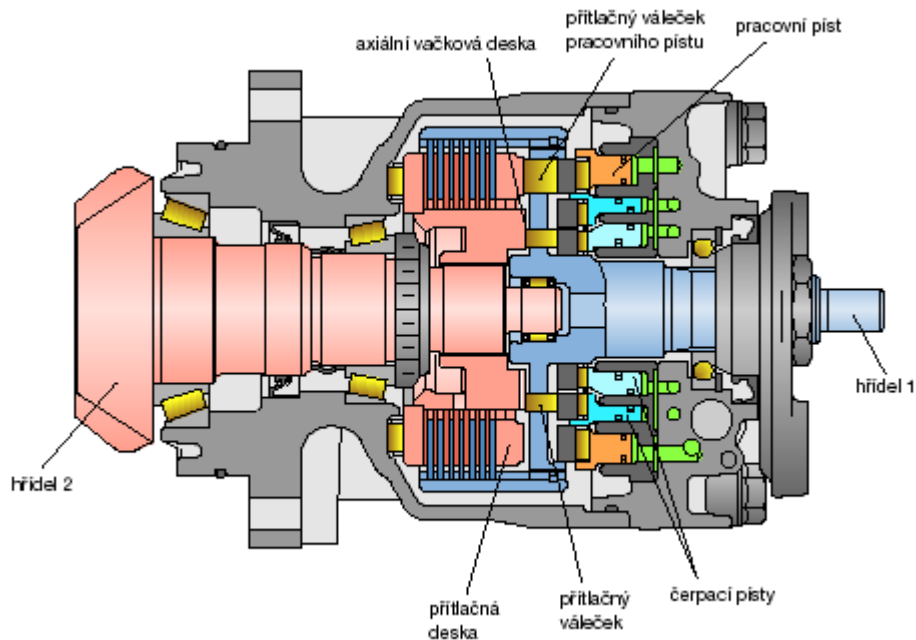
Obr. 9 Mezinápravová spojka Haldex

Ve skříní spojky je soustava lamel v olejové lázni. Lamely jsou k sobě přitlačovány hydraulickým tlakem. Tím lze dosáhnout přenosu momentu na zadní nápravu. Velikost přenášeného momentu je přímo úměrná tlaku, který působí na lamely spojky Haldex. Tlak pro pracovní píst, potřebný ke stlačování lamel, zajišťují dvě axiální pístová čerpadla. Ta jsou poháněna axiální vačkovou deskou v závislosti na rozdílu otáček mezi vstupním a výstupním hřídelem spojky Haldex.

Obr. 10 Spojka Haldex  
(funkční schéma 1)







Obr. 11 Spojka Haldex (funkční schéma 2)

Dojde-li k rozdílu otáček mezi hřídelem 1 a hřídelem 2, začnou přítlačné válečky a čerpací písty pulzovat. Olej se nasává do prostoru válce za písty. Současně je tlak vytvářený čerpacími písty veden přes tlakové ventily k pracovnímu pístu. Přes přítlačné válečky a přítlačnou desku stlačuje pracovní píst soustavu lamel k sobě. Lamely vytvářejí silový styk – spojka je sepnutá.

Pokud rozdíl v otáčkách hřídelů přetrvává, pulzují čerpací písty dále a dopravují olej k pracovnímu pístu. Pracovní píst stlačuje lamely spojky větší silou, hodnota přenášeného kroučícího momentu se zvyšuje. Zvyšuje-li se hodnota přenášeného kroučícího momentu, zmenšuje se rozdíl mezi otáčkami hřídele 1 a hřídele 2. Spojka se rozpojí a v hydraulickém systému zůstane zachován jen předtlak.

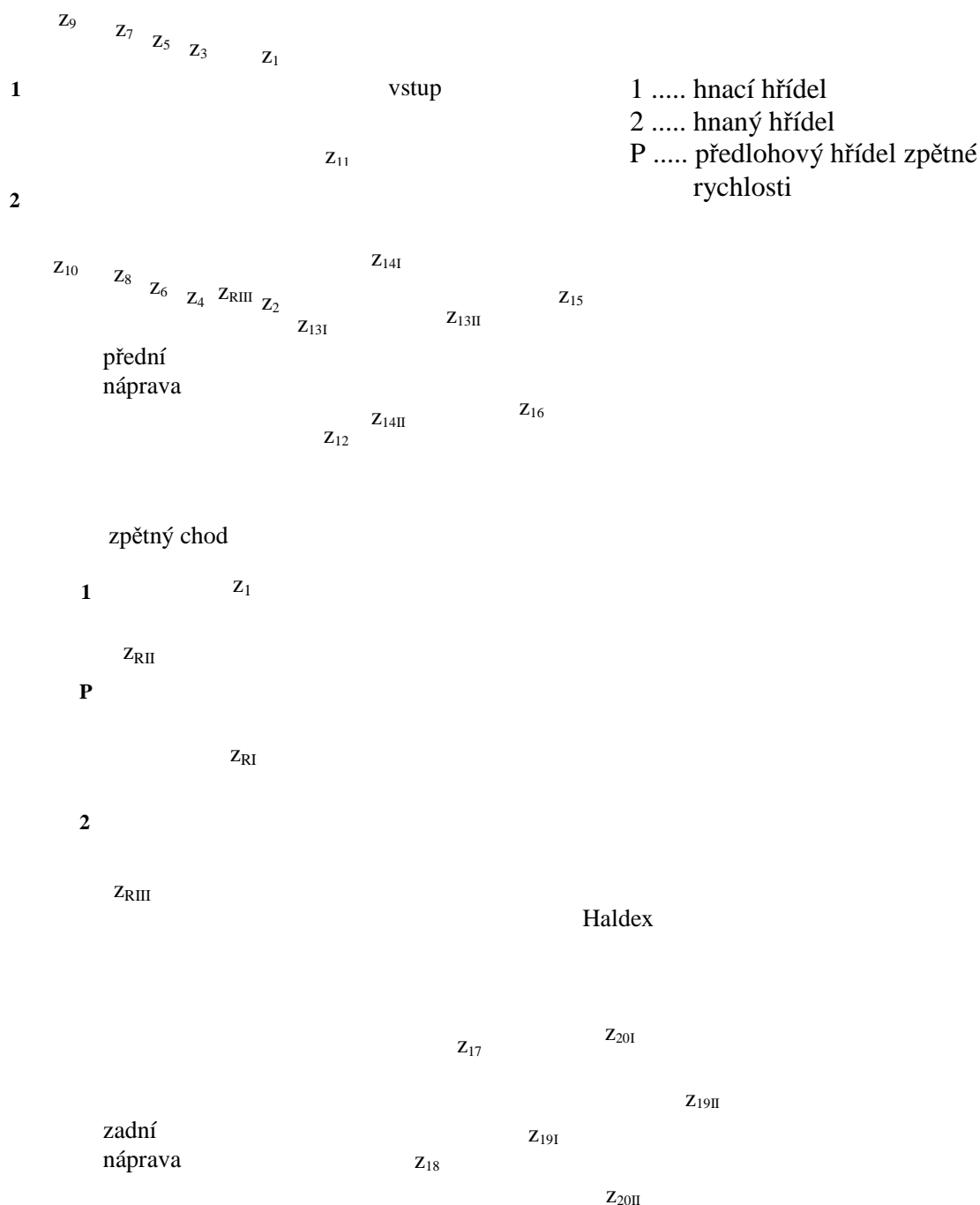
Velikost vytvářeného tlaku a přenášení kroučícího momentu v závislosti na jízdní situaci určuje řídicí jednotka náhonu na všechna kola. Spojka nemá, až na snímač teploty (potřebný k vyrovnání viskozity oleje), žádný vlastní snímač. Elektronická řídicí jednotka náhonu na všechna kola využívá k regulaci tlaku ve spojce informace, které jsou o vozidle dostupné (rychlost každého kola, zatížení motoru, otáčky motoru, stav ve kterém se vozidlo nachází (přímá jízda, akcelerační, brzdění, ABS), poloha plynového pedálu, případně škrtící klapky). Informace jsou předávány přes sběrnici CAN-BUS.

Je rozeznáván např. průjezd zatáčkou, manévrování a popojíždění, zrychlení, jízda s kolem odlišného poloměru (nouzové rezervní kolo), vlečení apod. Na základě získaných informací se nastavuje potřebná tuhost spojky Haldex a dochází tak k optimální reakci na danou situaci.

## 4. KINEMATIKA POHONU VOZIDLA ŠKODA OCTAVIA 4x4

### 4.1 Kinematické schéma

Na základě předchozího rozboru pohonu 4x4 bylo navrženo následující kinematické schéma vozidla Škoda Octavia 1,8T /110 kW s pohonem všech kol.



Obr. 12 Kinematické schéma pohonu 4x4

S pomocí tohoto schématu byl navržen jednoduchý program v prostředí MS Excel, který ze zadaných údajů o pohonu vozidla vypočítá veškeré základní zubové a rotorové budící frekvence. Tento program (,Frekvence.xls‘) je uložen na CD, které je součástí této práce.

## 4.2 Výpočtový program budících frekvencí

Tento program má tři základní části. Každá z těchto částí je doplněna příslušným obrázkem a dovysvětlujícím popisem.

a) V první části se do programu zadávají základní **vstupní hodnoty**, které jsou v další části předmětem dalších výpočtů (Obr. 13). Jedná se o následující hodnoty:

- počty zubů
  - převodovka
  - stálý převod
  - diferenciály přední a zadní nápravy
  - kuželový převod přední a zadní nápravy
- rozměry vozidla
  - rozvor
  - rozchod (vpředu / vzadu)
  - dynamický poloměr kola
  - poloměr rejdového čepu
- parametry jízdy vozidla
  - otáčky motoru
  - zařazený převodový stupeň
  - poloměr zatačky

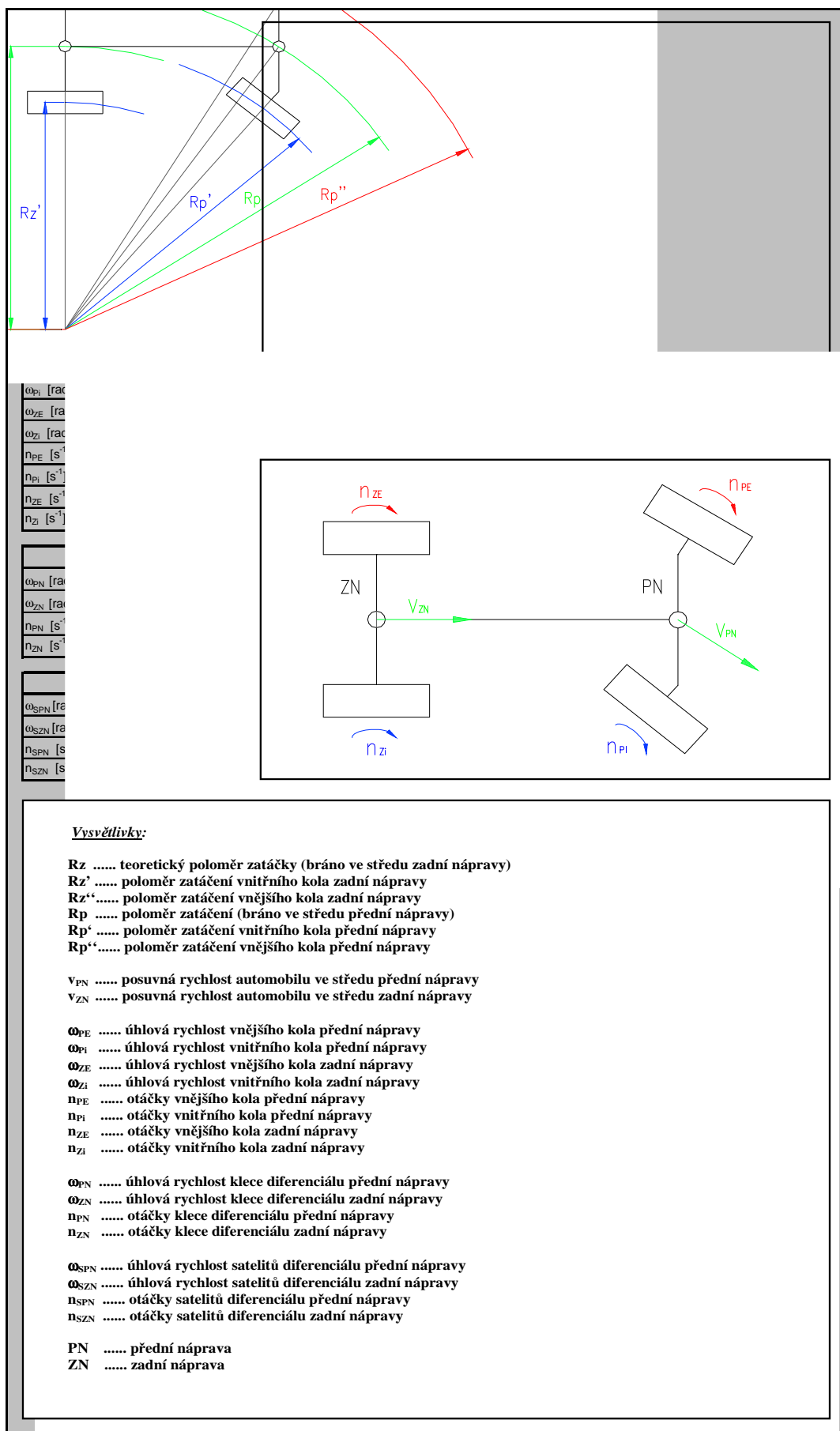
b) V druhé části programu dochází k **mezivýpočtům**, které jsou potřebné k výpočtu budících frekvencí pohonu (Obr. 14). Jsou to:

- otáčky satelitů
- otáčky klecí diferenciálů
- otáčky všech kol
- poloměry zatačení všech kol
- posuvná rychlost automobilu

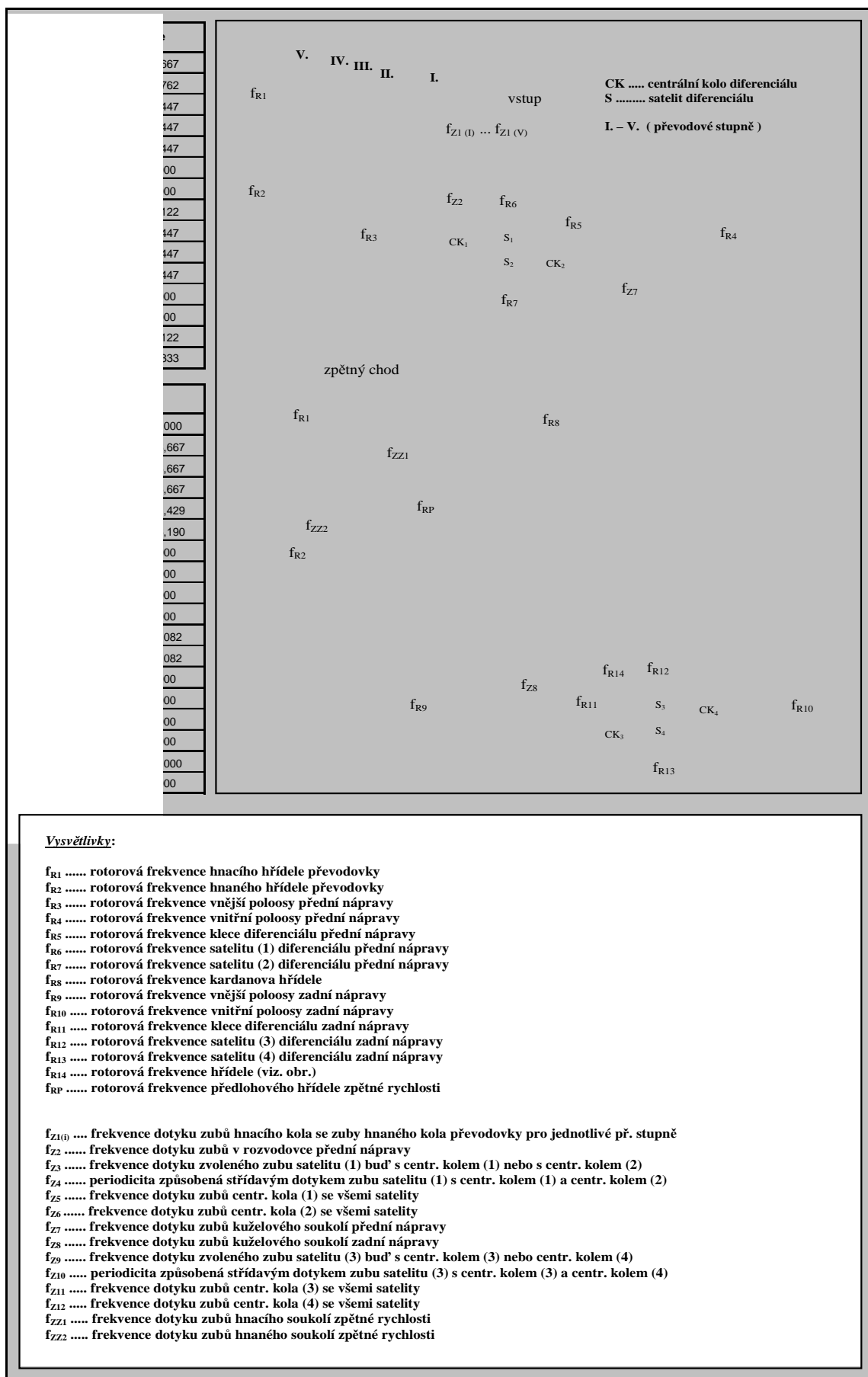
c) V poslední části programu dochází k výpočtu **budících frekvencí**, které námi zadaný pohon při provozu generuje (Obr. 15 a 16).

- rotorové frekvence všech hřídelů a jejich harmonické složky
- zubové frekvence všech spoluzabírajících ozub. kol a jejich harmonické složky





Obr. 14 Program „Frekvence.xls“ – mezivýpočty



Obr. 15 Program 'Frekvence.xls' – budící frekvence – základní harmonické

Rotorové frekvence							
	1. harmonická	2. harmonická	3. harmonická	4. harmonická	5. harmonická	6. harmonická	<i>n</i> -tá harmonická
$f_{R1}$ [Hz]	66,667	133,333	200,000	266,667	333,333	400,000	33,333
$f_{R2}$ [Hz]	64,762	129,524	194,286	259,048	323,810	388,571	32,381
$f_{R3}$ [Hz]	16,447	32,895	49,342	65,790	82,237	98,685	8,224
$f_{R4}$ [Hz]	16,447	32,895	49,342	65,790	82,237	98,685	8,224
$f_{R5}$ [Hz]	16,447	32,895	49,342	65,790	82,237	98,685	8,224
$f_{R6}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{R7}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{R8}$ [Hz]	26,122	52,245	78,367	104,490	130,612	156,735	13,061
$f_{R9}$ [Hz]	16,447	32,895	49,342	65,790	82,237	98,685	8,224
$f_{R10}$ [Hz]	16,447	32,895	49,342	65,790	82,237	98,685	8,224
$f_{R11}$ [Hz]	16,447	32,895	49,342	65,790	82,237	98,685	8,224
$f_{R12}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{R13}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{R14}$ [Hz]	26,122	52,245	78,367	104,490	130,612	156,735	13,061
$f_{RP}$ [Hz]	33,333	66,667	100,000	133,333	166,667	200,000	16,667

Zubové frekvence							
	1. harmonická	2. harmonická	3. harmonická	4. harmonická	5. harmonická	6. harmonická	<i>n</i> -tá harmonická
$f_{Z1(I)}$ [Hz]	600,000	1200,000	1800,000	2400,000	3000,000	3600,000	300,000
$f_{Z1(II)}$ [Hz]	1066,667	2133,333	3200,000	4266,667	5333,333	6400,000	533,333
$f_{Z1(III)}$ [Hz]	1666,667	3333,333	5000,000	6666,667	8333,333	10000,000	833,333
$f_{Z1(IV)}$ [Hz]	2266,667	4533,333	6800,000	9066,667	11333,333	13600,000	1133,333
$f_{Z1(V)}$ [Hz]	2331,429	4662,857	6994,286	9325,714	11657,143	13988,571	1165,714
$f_{Z2}$ [Hz]	1036,190	2072,381	3108,571	4144,762	5180,952	6217,143	518,095
$f_{Z3}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{Z4}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{Z5}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{Z6}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{Z7}$ [Hz]	444,082	888,163	1332,245	1776,327	2220,408	2664,490	222,041
$f_{Z8}$ [Hz]	444,082	888,163	1332,245	1776,327	2220,408	2664,490	222,041
$f_{Z9}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{Z10}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{Z11}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{Z12}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$f_{ZZ1}$ [Hz]	600,000	1200,000	1800,000	2400,000	3000,000	3600,000	300,000
$f_{ZZ2}$ [Hz]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Obr. 16 Program ‚Frekvence.xls‘ – budící frekvence – vyšší harmonické

Program obsahuje i grafické znázornění některých základních budících frekvencí, s jehož pomocí je možné v rozsahu 0 – 600 Hz snadno identifikovat některé harmonické složky. Zaměřil jsem se zejména na 2. , 4. a 6. harmonickou otáček motoru, které jsou pro čtyřválcový motor typické a základní zubové frekvence stálého převodu, zařazeného převodu a kuželového převodu přední a zadní nápravy.

Pozn. 1. harmonická = základní frekvence

### 4.3 Hluk a vibrace generované pohonem vozidla

Vibrace od záběru ozubených kol vlivem působení dynamických sil jsou významným zdrojem hluku převodových agregátů. Převodovka je akusticky uzavřený systém, ze kterého se hluk šíří zejména vibracemi povrchu skříňe nebo připojených agregátů. Vibrace od záběru ozubených kol přenášené na skříň převodovky jsou nejvýznamnějším zdrojem hluku. Z fyzikálního hlediska je příčinou vibrací síla, která může měnit svoji amplitudu, směr nebo působíště. Nejvýznamnější je změna amplitudy, jejíž hlavní příčinou je proměnlivá tuhost a rázy při vstupu zubů do záběru vlivem deformací, úchylek roztečí a profilu zubu od teoretických.

Periodicky proměnlivá tuhost ozubení během záběru souvisí s přemísťováním bodu dotyku po výšce zubu (změna působíště a ramene síly) a se skokovou změnou počtu zubů v záběru (závisí na celkovém součiniteli trvání záběru  $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$ ). Deformací zubu se mění původní rozteč k dalšímu nezatíženému zubu, který vstupuje do záběru dříve a naráží na spoluzabírající zub. Kontakt mimo přímku záběru způsobí ráz na hlavě zubu hnaného kola. Obdobně se projevují výrobní nepřesnosti a chyby rozteče.

V minulosti byl velký význam přikládán změnám skluzových rychlostí při záběru (změna směru budící síly) [5]. Každý evolventní záběr je charakterizován kombinací valení a smýkání. Při vstupu zubu do záběru je smykové tření značné a postupně klesá až do valivého bodu, kde mění svůj smysl a opět narůstá. Náhlá změna směru třecích sil způsobí vznik vibrací v ozubení. Tento jev má význam zejména u přímého ozubení, je však považován za podružný. Velikost skluzových rychlostí však nelze zanedbat s ohledem na opotřebení, způsobující chyby profilu. Mezi další jevy způsobující hluk při záběru ozubení lze zařadit i tzv. *Air Pocketing*, který souvisí se vzduchovými kapsami v mazivu.

Převodovka ale obsahuje ještě další řadu komponent, které mohou sami být zdroji hluku a vibrací nebo je alespoň vybudí, případně přenášejí a zesilují. Patří sem např. pomocné prvky jako jsou součásti řazení (synchronizační kroužky, přesuvné objímky, řadící vidlice, řadící kulisy nebo táhla apod.), dále ložiska a také hřídele, které hluk ani vibrace obvykle neprodukují, ale vlivem poškození, průhybů a zkroucení pod zatížením mohou mít na hluk podstatný vliv.



#### 4.4 Cesty šíření vibrací a hluku

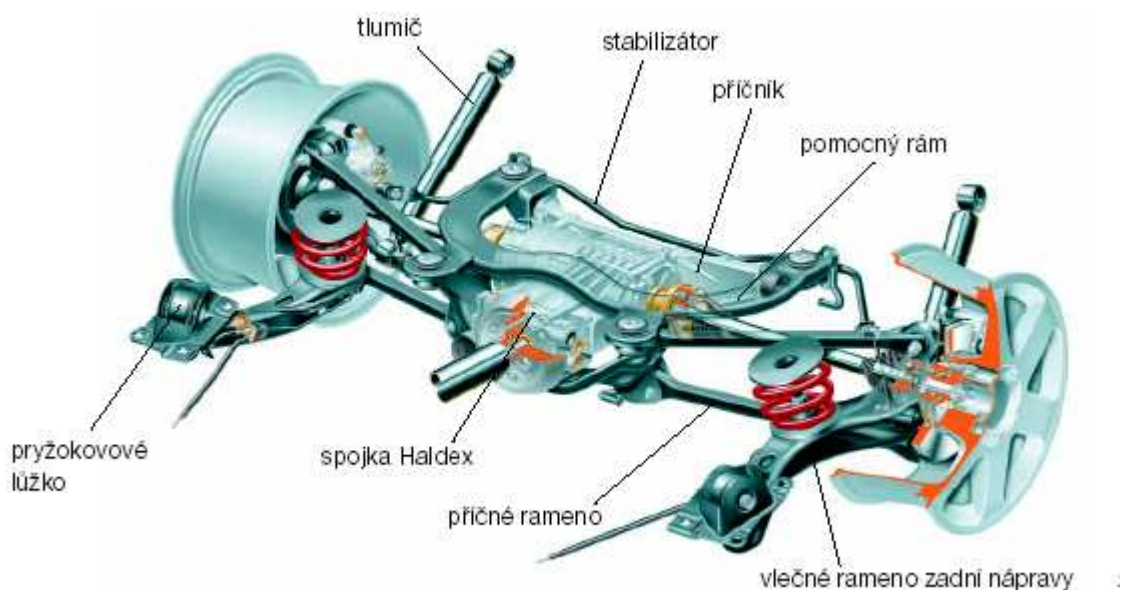
Dynamické síly od záběru ozubení generují vibrace, rozkmitávají vlastní ozubená kola, která vyzařují hluk do okolí a dále přenášejí vibrace na hřídele. Hřídele následně dynamicky zatěžují ložiska, která rozkmitají skříň (např. skříň převodovky) nebo jiné krytování. Ty jsou obvykle již dobrými zářiči hluku, prostřednictvím rozsáhlých skořepinových ploch.

Uvnitř převodové skříně jsou vysoké hladiny hluku způsobené ozubenými koly, ale vzduchem nesené pulzace nemají dostatečný výkon, aby vybudily okolní struktury a jsou zpravidla dostatečně pohlceny převodovou skříní. Radiální složka dynamických sil je dominantním zdrojem buzení. Vibrace se dále šíří uložením převodovky nebo motoru a torzními vibracemi hřídelů do ostatních soustrojí, která se prostřednictvím svých skříní a plášťů stávají rovněž účinnými zářiči hluku. U automobilových převodovek je též problémem šíření vibrací řadicím mechanismem. Vibroakustické projevy převodovky jsou silně otáčkově závislé, tj. dochází k rezoncím na vlastních frekvencích jednotlivých komponent v závislosti na frekvenci budících sil, která je dána především otáčkami a řazeným převodem.

### 5. FREKVENČNÍ PŘENOSY ZE ZADNÍ NÁPRAVY

#### 5.1 Zadní náprava vozidla Škoda Octavia 4x4

Koncepce pohonu na všechna kola používá víceprvkové zavěšení kol zadní nápravy. Jedná se o nápravu se dvěma vlečnými a 4 příčnými rameny (označovaná jako náprava LDQ).



Obr. 17 Zadní náprava vozidla Škoda Octavia 4x4

Náprava je ke karoserii připevněna přes pomocný rám ve čtyřech bodech a vlečná ramena přes pružná lůžka. Pomocný rám je zkonstruován jako velmi plochý, a tak byla zachována velikost vnitřního prostoru vozidla. Náhon zadní nápravy je přišroubován na příčníku, který je spojen s pomocným rámem. Na pomocném rámu zadní nápravy je umístěn také příčný stabilizátor. Konstrukční znaky upevnění nápravy pro zlepšení komfortu (oddělené umístění pružin a tlumičů) byly zachovány tak, jak jsou u vozidel s náhonem na přední nápravu.

## 5.2 Přenosové cesty ze zadní nápravy do vozidla

Jak již z výše uvedeného popisu vyplývá, zadní náprava je poměrně konstrukčně složitý díl, a tak se na přenosu nežádoucích vibrací od kol do karoserie vozidla podílí celá řada více či méně složitých komponent. Hlavním můstkem v přenosu vibrací ze zadní nápravy do vozidla je již zmíněný pomocný rám, přes který je náprava ke karoserii připevněna.

Vibrace od kol se přes ložiska přenášejí na zadní poloosy, které následně namáhají ložiska uložená ve skříni zadní rozvodovky. Zadní rozvodovka je pevně spojena s příčnickem zadní nápravy a ten je pevně uchycen s pomocným rámem. Pomocný rám ale také přenáší vibrace od příčných ramen, která také tvoří přenosovou cestu od kol.

Zadní náprava je ke karoserii připevněna ještě přes vlečná ramena a ty samozřejmě také tvoří účinnou cestu pro šíření vibrací. Uchycení těchto ramen ke karoserii je provedeno přes pryžokovová lůžka, ve kterých se podstatná energie vibrací utlumí, takže se dá předpokládat, že ve srovnání s předchozími cestami, bude mít na celkovém přenosu vibrací minimální vliv.

## 5.3 Experimentální měření frekvenčních přenosů

Zjišťování frekvenčních přenosů ze zadní nápravy slouží ke zjišťování vlastností a charakteristik zkoumaného systému. Na základě výsledků současného měření budícího signálu a jeho odezvy na určitém místě je možné určit přenosovou charakteristiku (citlivost) mechanického systému. Poměr odezvy k budícímu signálu je nezávislou charakteristickou vlastností systému, která se nemění ani v jeho vybuzeném, ani v klidovém stavu.

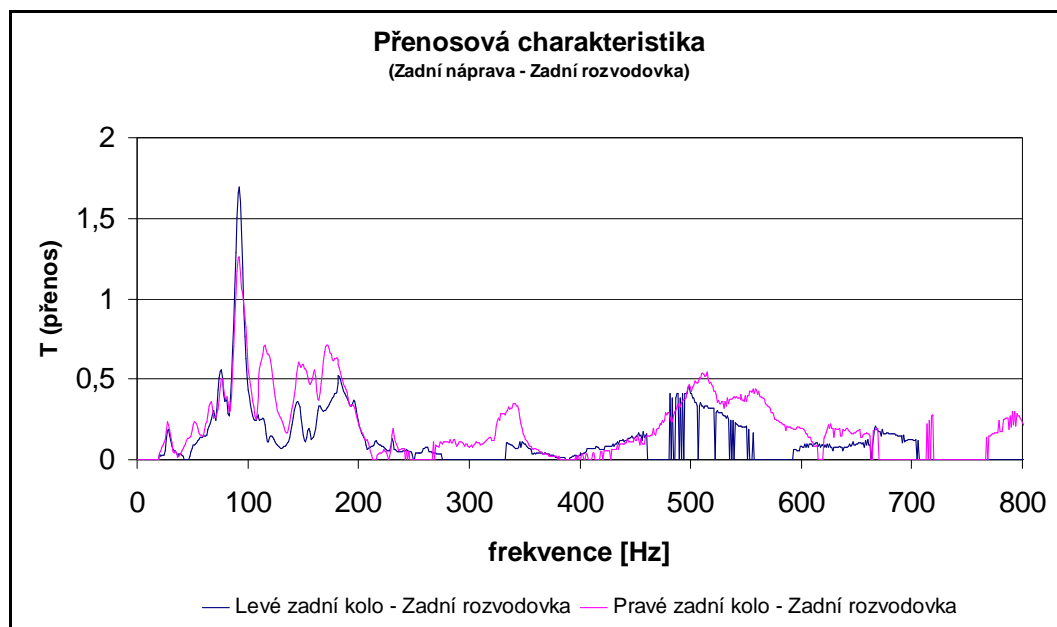
$$\text{Přenos (citlivost)} = \frac{\text{Výstup (odezva)}}{\text{Vstup (budicí signál)}}$$

Přenos  $> 1$  ..... zesílení vstupního signálu přenosovou soustavou  
Přenos  $= 1$  ..... přenos vstupního signálu beze změn  
Přenos  $< 1$  ..... zeslabení vstupního signálu přenosovou soustavou

*Měřicí přístroje:* - 2 kanálový FFT analyzátor (systém PULSE firmy Brüel – Kjaer 2148)  
- snímače vibrací (akcelerometry – 1 osé) na vstupu a výstupu

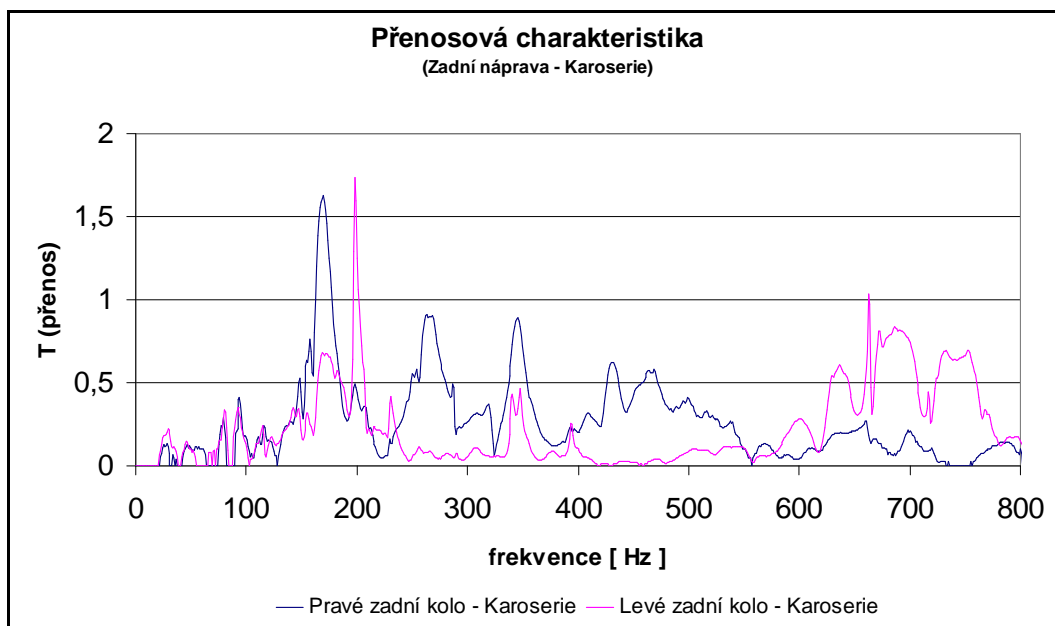
#### *Popis experimentu:*

Měření frekvenčních přenosů ze zadní nápravy Škody Octavia 4x4 se uskutečnilo za klidového stavu vozidla. Budící signál od kol byl vyvozen úderem kladiva přes dřevěný špalík. Tyto údery byly směřovány co nejblíže uchycení kola a generované vibrace byly měřeny jako zrychlení. V těsné blízkosti na spodním příčném rameni byl vertikálně umístěn snímač vibrací (magnetické uchycení), který zrychlení vibrací zaznamenával. Tento vstup se prováděl střídavě pro pravé i levé kolo zadní nápravy. Odezva na budící signál byla zjišťována na 3 různých místech a opět měřena jako zrychlení. Hodnota odezvy se měřila na karoserii (v zadním úložném prostoru v místě uchycení pravého tlumiče), zadní rozvodovce a převodovce. Výsledky zjištěných přenosových charakteristik ve frekvenčním rozsahu 0 – 800 Hz zobrazují následující grafy.



Obr. 18 Přenosová charakteristika Zadní náprava – Zadní rozvodovka

Z grafu je patrné, že jediné výrazné zesílení vstupního signálu se děje při frekvenci 92 Hz. Tato frekvence je společná pro obě přenosové cesty, přičemž výraznější zesílení signálu vykazuje cesta od levého zadního kola k zadní rozvodovce (1,7 krát). Protože byla možnost vnějšího buzení z blízkého okolí měřícího stanoviště vyloučena, lze tudíž předpokládat, že dané zesílení představuje rezonanci ve zkoumané soustavě. Při ostatních frekvencích dochází přenosovou cestou k útlumu vstupního signálu.



Obr. 19 Přenosová charakteristika Zadní náprava - Karoserie

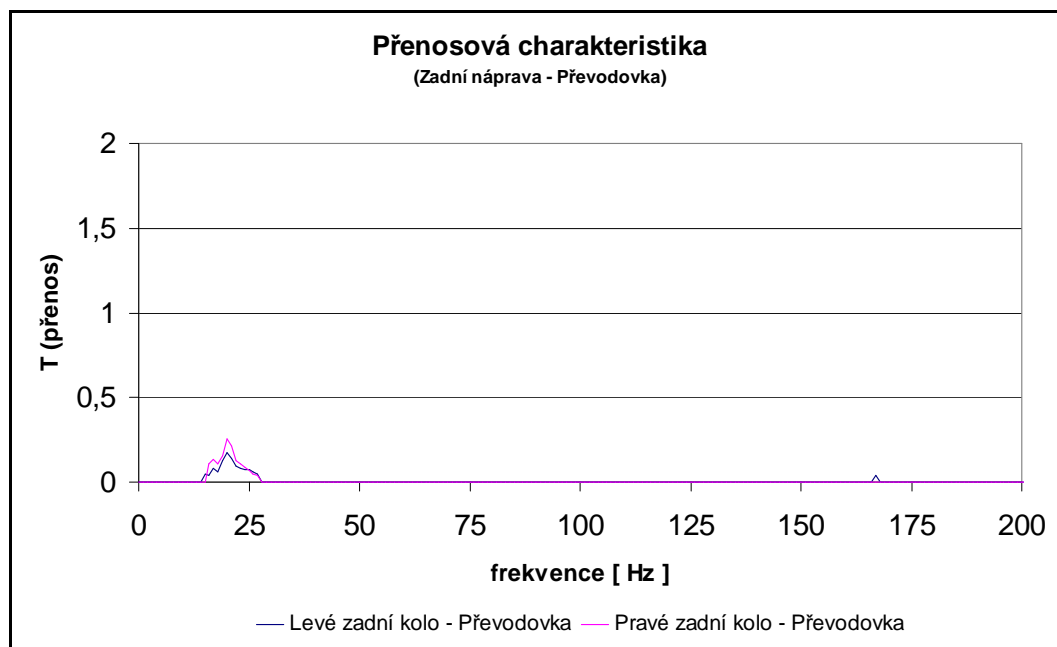
Jak se dalo již předem předpokládat, přenosová cesta zadní náprava – karoserie vykazuje v celém frekvenčním rozsahu v porovnání s ostatními měřeními nejmenší tlumení vstupního signálu. Je to především dáno samotnou konstrukcí a materiálem karoserie.

Přenosová cesta od pravého zadního kola k místu měřenému na karoserii zaznamenává v daném frekvenčním rozsahu maximální špičku zesílení signálu při frekvenci 170 Hz (1,6 krát). Další dvě výraznější špičky, které byt' představují určitý útlum signálu jsou při frekvenci 268 Hz a 347 Hz.

Druhá přenosová cesta od levého zadního kola k místu na karoserii již vykazuje dvě špičky zesílení. První (mnohem podstatnější) zesílení vstupního signálu je při frekvenci 198 Hz (1,7 krát) a druhé (nepatrné) zesílení při frekvenci 663 Hz (1,03 krát).

Při přenosu signálu z levého zadního kola k místu měřenému na karoserii se vzhledem k délce přenosu účastní více prvků ve zkoumané soustavě než u přenosu z pravého zadního kola. Proto obě přenosové cesty vykazují určité odlišnosti, zejména v projevu maximálních

špiček zesílení při různých frekvencích. Přesto však určitou podobnost obou přenosových cest lze nalézt. Zjištěné špičky zesílení vstupního signálu lze i v tomto případě předpokládat za projev rezonancí.



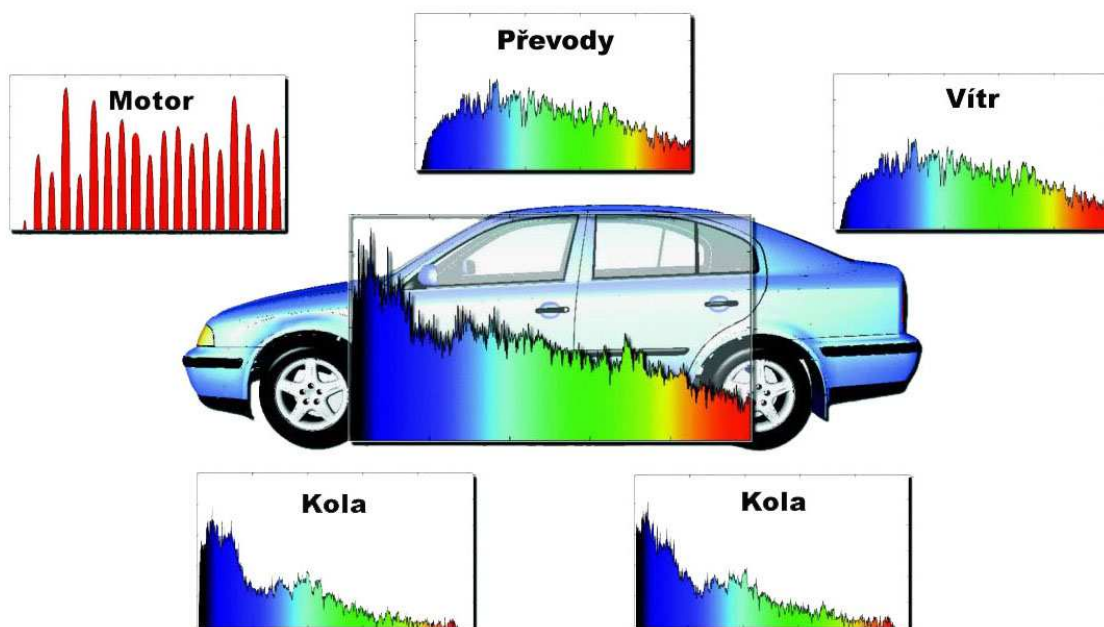
Obr. 20 Přenosová charakteristika Zadní náprava – Převodovka

Přenosovou cestou od zadní nápravy k převodovce se přenesou jen minimum vibrací. Jediný výraznější signál byl zaznamenán při frekvenci 20 Hz, nepředstavuje však nic podstatného. Signály při ostatních frekvencích byly tak nepatrné, že ve své podstatě nepředstavují žádný přenos.

## 6. ODVALOVACÍ HLUK

### 6.1 Odvalovací hluk vozidla

Pod pojmem odvalovací hluk vozidla se rozumí hluk, který vydává vozidlo jenž se pohybuje pouze svou setrvačností a při vypnutém motoru. V praxi se to realizuje tak, že se vozidlo nechá rozjet na určitou rychlost, na té se setrvá a při této ustálené rychlosti v určitém okamžiku vypneme motor. Mluvíme o tzv. dojezdech s vypnutým motorem. Měření hladiny akustického tlaku tak není nikterak ovlivněno hlukem motoru a tím tedy ani hlukem výfuku, který má také nezanedbatelný vliv na celkovém hluku vozidla. Naměřená multispektra tak budou obsahovat pouze hluk od záběru ozubených kol (která byť nepřenášejí žádný výkon od motoru, jsou stále vlivem otáčejících se kol roztáčena) a hluk pneumatik, vznikající při jejich odvalování.



Obr. 21 Nejvýznamnější zdroje hluku vozidla

### 6.2 Hluk pneumatik

Hluk způsobený odvalováním pneumatik patří vedle hluku motoru, hluku převodového systému a aerodynamického hluku vozidla k nejvýznamnějším zdrojům hluku, které doprovázejí provoz automobilu. Tento hluk závisí na celé řadě vlivů: na struktuře dezénu pneumatiky, počtu segmentů po jejím obvodu, na šířce pneumatiky, rychlosti jízdy, povrchu a stavu vozovky (např. pan Klingenberg ve své publikaci *Automobil - Meřtechnik* uvádí, že na mokré vozovce může být vnější hluk při vypnutém motoru až o 10 dB(A) vyšší než na suché), ale také například na teplotě a složení směsi, ze které je pneumatika vyrobena.

## **Základní mechanismy zapříčiňující hluk pneumatiky:**

- vibrace pneumatiky vybuzené nerovnostmi povrchu vozovky
- vlastní frekvence segmentů vlivem periodického stlačování a následného rozpínání
- vlastní frekvence drážek v obvodovém směru (vliv vzduchu proudícího drážkami)
- Horn effect (rohový tvar kontaktu pneumatiky s vozovkou)
- náraz struktury dezénu o povrch vozovky, stick – slip (vliv třecích sil)
- proudění vzduchu kolem pneumatiky (aerodynamický hluk – výrazněji se projevuje při rychlostech vyšších než 100 km/h)

## **6.3 Experimentální měření odvalovacího hluku**

*Měřicí přístroje:*

- 6 kanálový FFT analyzátor (systém PULSE firmy Brüel – Kjaer)
- snímač hluku (mikrofon – typ 4165)
- notebook Asus

*Popis experimentu:*

Odvalovací hluk byl zjišťován na vozidle Škoda Octavia 1,8T / 110 kW – 4x4. Měření se uskutečnilo na zkušebním polygonu firmy Škoda Auto, a. s. na suchém asfaltovém povrchu, charakteristickém pro naše silnice. Na vozidle byly namontovány pneumatiky firmy Continental o rozměrech 195/65 R15. Při měření byl použit jeden mikrofon. Ten byl pomocí speciálního držáku uchycen na levém zadním okénku. Naměřené hodnoty hluku byly pomocí FFT analýzy zpracovávány a ukládány na pevný disk notebooku. Data byla ve zvoleném frekvenčním rozsahu 0 – 6400 Hz exponenciálně průměrována. Jako časová váhová funkce byla použita funkce Hanning. Data byla nabírána po 1 km/h v rozmezí poklesu rychlosti vozidla ze 110 km/h (začátek sběru dat) na 40 km/h (konec sběru dat).

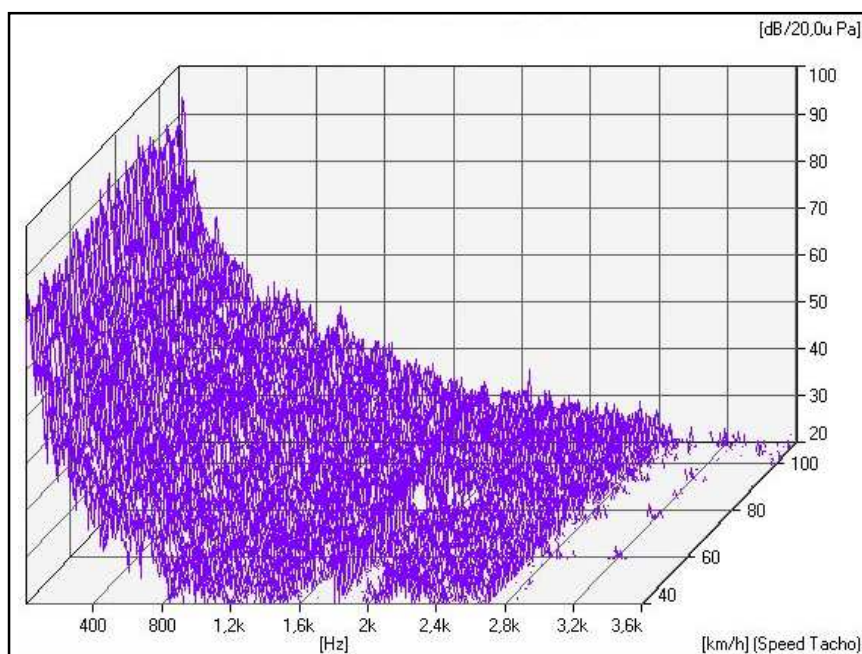


*Obr. 22 Měření odvalovacího hluku  
(umístění mikrofону)*



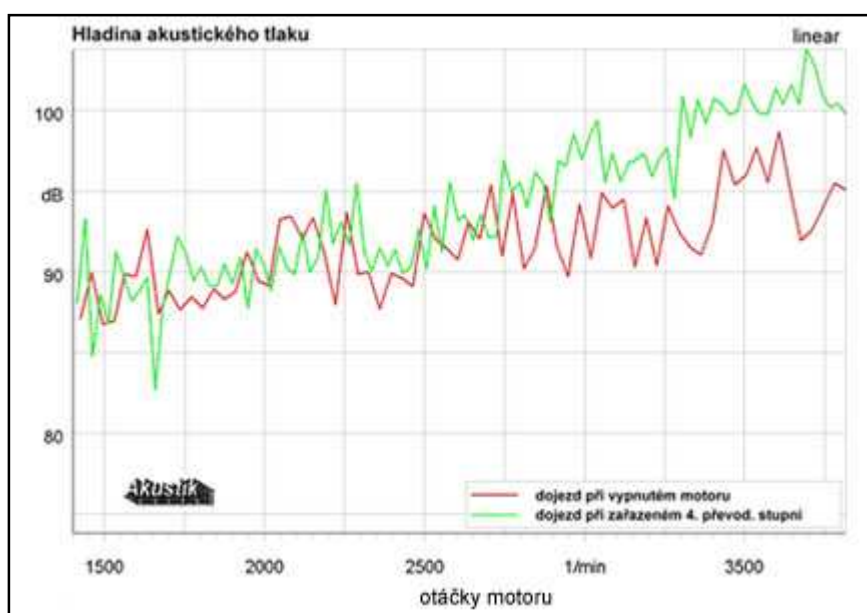
### Výsledky:

Jak již bylo řečeno úvodem, odvalovací hluk se měří při dojezdu vozidla s vypnutým motorem, a tak se ve zjištěných výsledcích neprojevuje hluk motoru a výfuku, ale pouze hluk ozubených kol a pneumatik. Hladinu akustického tlaku při dojezdu vozidla s vypnutým motorem znázorňuje následující tzv. vodopádový diagram.



Obr. 23 Průběh odvalovacího hluku (Waterfall)

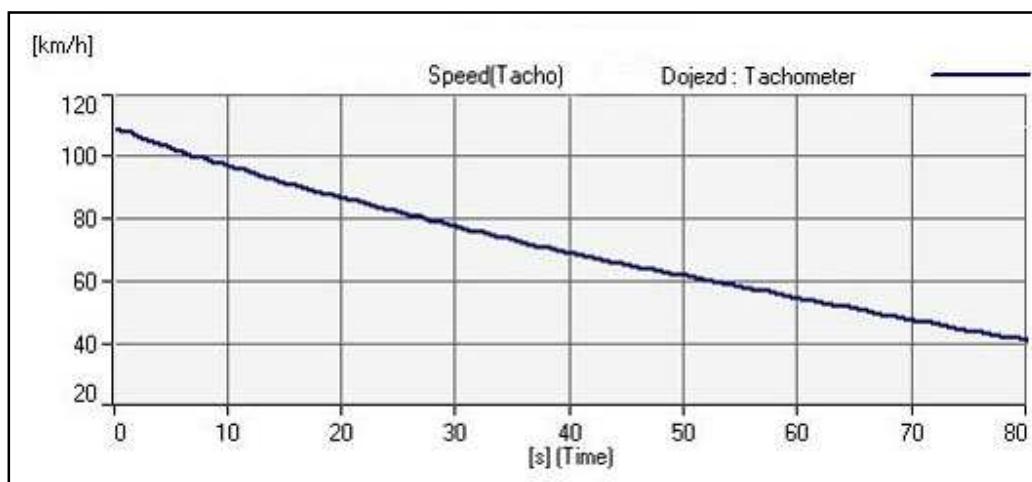
Jako účelné mi přišlo zvolit porovnání jak tato hladina vychází v porovnání s celkovou hladinou hluku vozidla, jenž dojíždí se spuštěným motorem. Toto porovnání jsem provedl s hodnotami, které byly naměřeny při dojezdu na čtvrtý převodový stupeň.



Obr. 24 Celkové hladiny akustického tlaku při dojezdu vozidla



Pozn. Výše znázorněná celková hladina akustického tlaku při dojezdu vozidla s vypnutým motorem je pouze orientační. Nabíraná data byla závislá na rychlosti jízdy vozidla, nikoliv na otáčkách. Pro její znázornění v programu *Akustik\** však bylo zapotřebí provést přepočet rychlosti jízdy na otáčky motoru (fiktivní hodnota). Krajiní hodnoty 110 km/h a 40 km/h, tak byly s ohledem na kinematiku pohonu přepočteny na příslušné otáčky motoru. To by bylo plně v pořádku, pokud by průběh otáček mezi těmito dvěma krajními body byl lineární. To ale ve skutečnosti není. Průběh otáček motoru je proměnná veličina, průběh není lineární. Na následujícím obrázku je znázorněn průběh otáček kol (ekvivalentní hodnota k průběhu otáček motoru) a jak je patrné, průběh sice nemá přímkový charakter, přesto se mu velice přibližuje a tak chybu způsobenou tímto zjednodušujícím předpokladem lze považovat za zanedbatelnou.



Obr. 25 Grafické znázornění průběhu otáček

\* Program *Akustik* slouží pro transformaci dat z různých analyzátorů, používaných v rámci koncernu VW k měření hluku a vibrací, do souborů s jednotnou datovou strukturou (archive), pro analýzy těchto dat a pro jejich prezentaci prostřednictvím standardních diagramů. Program byl vyvinut ve vývojovém oddělení koncernu Volkswagen ve Wolfsburgu.

## **7. ANALÝZA VIBRACÍ A HLUKU POHONU 4x4**

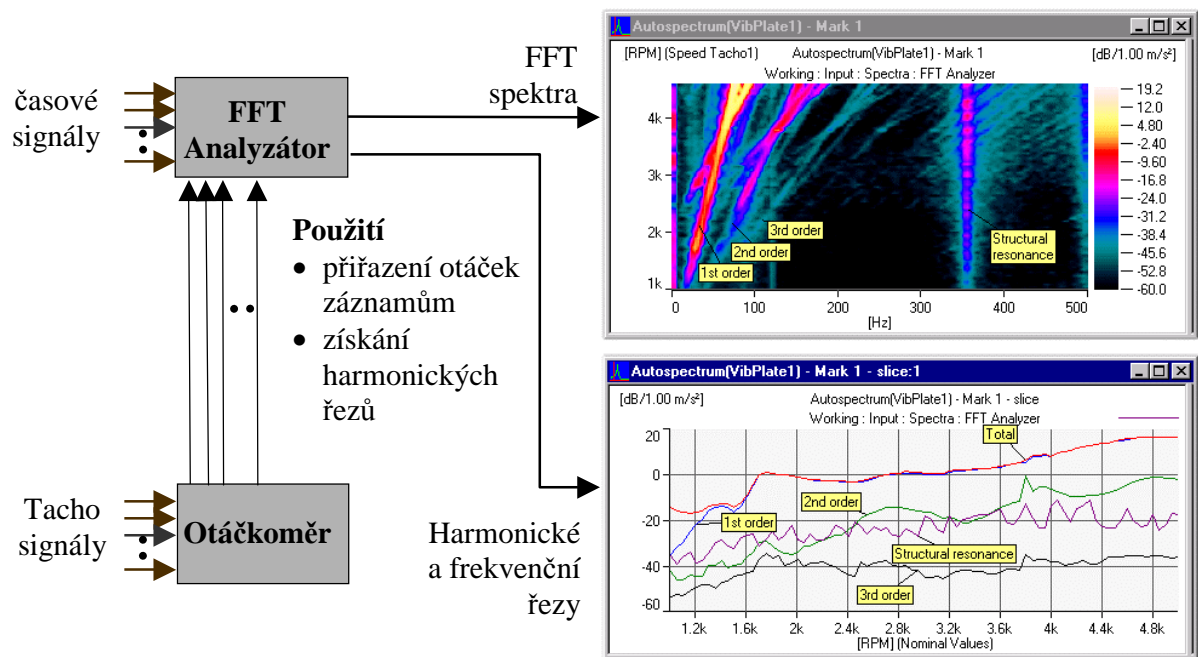
### **7.1 Problematika snižování hluku a vibrací**

Problematika snižování hlukové emise automobilu je nejen záležitostí legislativního tlaku, ale také jedním z mnoha účinných nástrojů konkurence, která se tak snaží ovlivnit potenciálního zákazníka, aby svou pozornost věnoval právě jejímu výrobku. Doby, kdy byl vývoj strojních zařízení orientován převážně na dosažení potřebné funkčnosti a životnosti, jsou již nenávratně pryč a do popředí se protlačují i další důležité aspekty, které byly v dřívějších dobách považovány spíše za druhotné a nepřikládal se jim takový význam.

Snižování jakékoliv hlukové emise úzce souvisí se znalostí zdrojů hluku a s měřením a vyhodnocováním vibroakustických projevů. Důležité informace lze získat na základě měření a analýzy odezvových signálů, generovaných automobilem při běžném provozu. Časový průběh signálu na výstupu snímače, tj. např. časový průběh zrychlení chvění, neumožňuje bezprostřední interpretaci a získání užitečné informace. Transformací tohoto signálu do frekvenční oblasti lze získat spektrum zrychlení chvění (FFT – Fast Fourier Transformation = Rychlá Fourierova transformace). Takové spektrum má často tvar a složení, ze kterého je možno usoudit, zda je energie chvění rozložena více či méně rovnoměrně, či zda je soustředěna v jednom nebo několika úzkých pásmech kolem určitých frekvencí. Na základě znalosti funkce jednotlivých ústrojí a mechanismů mohou být výrazné frekvenční složky vztaženy k určitým mechanickým dílům nebo sestavám. Tak je pomocí spekter možno identifikovat možné zdroje hluku a vibrací.

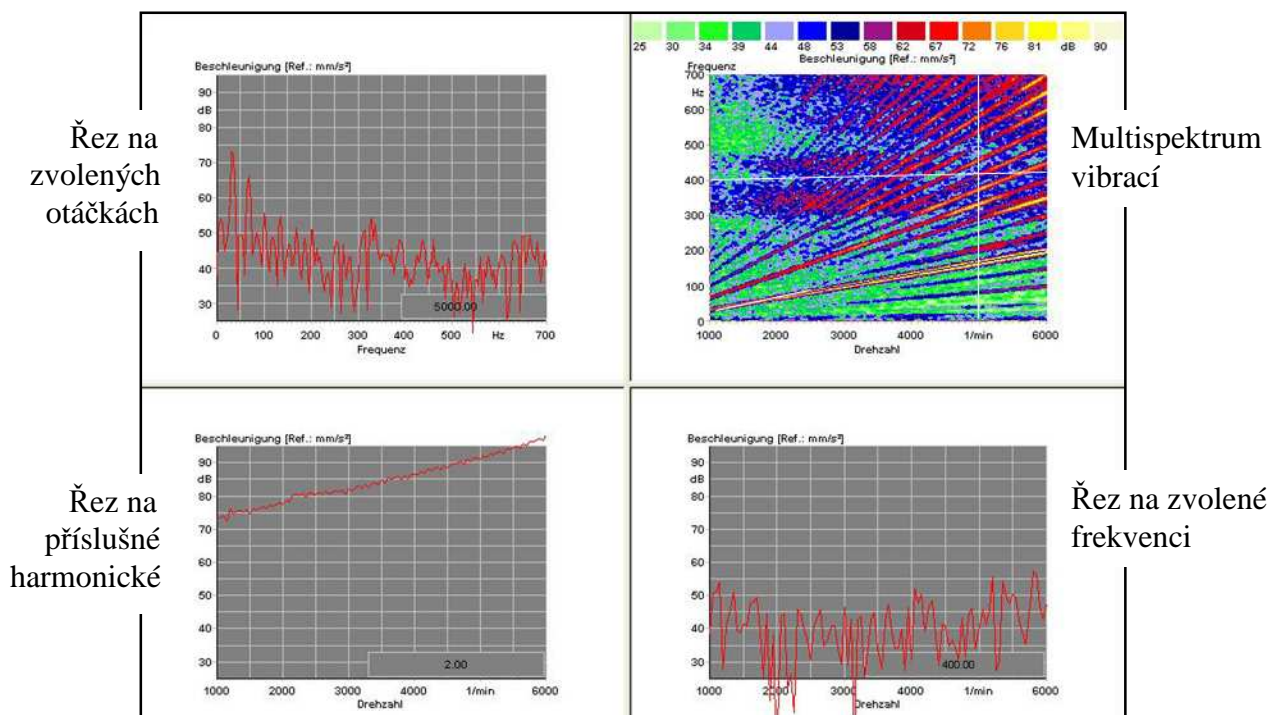
### **7.2 Souběhová analýza**

Měření otáček je klíčovým prvkem při analýze hluku a vibrací na točivých strojích. Při analýze hluku a vibrací strojů, provozovaných v určitém otáčkovém rozpětí, často nelze jediným provozním stavem popsat chování stroje. Jednotlivé zdroje hluku se vlivem vlastností celé struktury mohou při různých otáčkách projevit různě intenzivně. Provozní podmínky, za jakých pohonné ústrojí pracuje ve vozidle je tak nutné respektovat a zkoušet jej pod zatížením v odpovídajícím otáčkovém rozsahu. Z těchto důvodů je nejčastěji prováděna tzv. rozběhová a doběhová zkouška. Analýza stroje při rozjezdu (dojezdu) vyžaduje měření spekter v závislosti na otáčkách. Ke každému spektru je připojena informace při jakých otáčkách bylo nabráno, a proto je možné získané spektrum hluku nebo vibrací zobrazit jako funkci otáček.



Obr. 26 Analýza FFT

Je zřejmé, že celý rozběh (doběh) nelze charakterizovat jediným spektrem, jednotlivá spektra se proto sdružují do tzv. multispekter (3D grafy s jednotlivými spektry za sebou, třetí osa je zpravidla otáčková). Přehledným zobrazením takto získaných spekter je např. Campbellův diagram.



Obr. 27 Multispektrum vibrací a jeho řezy v programu Akustik

Takové to přehledné zobrazení naměřených dat umožňuje i program Akustik, ve kterém jsem následný experiment vyhodnocoval. Program umožňuje z naměřeného multispektra provádět řezy, které podávají bližší informace o charakteru daného spektra, o dominantních složkách či míře tlumení na určitých frekvencích. V daném řezu jsou patrné frekvence odpovídající budící síle v hnacím ústrojí vozidla. Vzhledem k přesnému odečtu frekvencí jsou řezy pro jednotlivé otáčky motoru vhodným nástrojem pro identifikaci zdrojů vibrací a tím i hluku vozidla.

### 7.3 Experimentální měření vibrací a hluku při rozjezdech a dojezdech vozidla

*Měřicí přístroje:*

- 6 kanálový FFT analyzátor (systém PULSE firmy Brüel – Kjaer)
- snímače vibrací (akcelerometry – 1 osé – typ 4507)
- snímač hluku (mikrofon – typ 4165)
- notebook Asus

*Technická data vozidla:*

- motor: 1,8 T / 110 kW 5V
- konstrukce: řadový 4-válec s turbodmychadlem
- zdvihový objem: 1781 cm<sup>3</sup>
- vrtání/zdvih: 81/86,4 mm
- největší výkon/otáčky: 110/5700 (kW/min<sup>-1</sup>)
- největší točivý moment/otáčky: 210/1750–4600 (Nm/min<sup>-1</sup>)
- kompresní poměr: 9,5 : 1
- plnění: elektronické vícebodové vstřikování paliva MPI

#### *Popis experimentu:*

Měření hluku a vibrací generovaných pohonem 4x4 při rozjezdech a dojezdech vozidla bylo uskutečněno opět na zkušebním polygonu firmy Škoda Auto, a. s. na vozidle Škoda Octavia 1,8T /110 kW – 4x4. Pomocí speciální lepicí pasty bylo na vozidle umístěno 5 snímačů vibrací a 1 mikrofon. Snímače vibrací byly umístěny na následujících místech : přední rozvodovka (1) , zadní



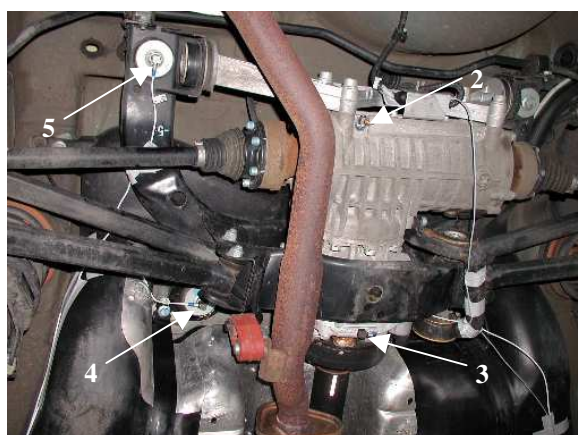
Obr. 28 Přední rozvodovka

rozvodovka (2), spojka Haldex (ze strany kloubového hřídele) (3) a pak byl vybrán jeden přední (4) a jeden zadní šroub (5) na pomocném rámu, kterým je zadní náprava připevněna ke karoserii vozidla. Mikrofon byl umístěn ve speciálním držáku na levém zadním okénku (viz. měření odvalovacího hluku).



Obr. 29 Zadní rozvodovka a Haldex

Data nabíraná z těchto míst byla FFT analýzou zpracována a následně přehledně ukládána. Frekvenční rozsah analyzátoru byl zvolen do 6,4 kHz, průměrování dat exponenciální a jako časová váhová funkce byla použita funkce Hanning. Měření probíhalo v rozmezí otáček motoru 1000 – 6000 min<sup>-1</sup>. Byly měřeny rozjezdy a dojezdy vozidla při 2. , 3. a 4. převodovém stupni.



Obr. 30 Pomocný rám zadní nápravy

Zásadním problémem však bylo, jak zajistit uspokojující míru připojení náhonu zadní nápravy. Toho lze ve skutečnosti docílit buď přímým zásahem do systému spojky Haldex, kdy by externí čerpadlo dodávalo tlak potřebný pro zvýšení přitlaku lamel (to by ale samozřejmě znamenalo znehodnocení této spojky) a nebo pomocí dostupných prostředků simulovat ztrátu adheze na některé nápravě. Toho lze dosáhnout buď použitím různých průměrů kol přední a zadní nápravy nebo kola přední nápravy do přijatelné meze podhustit. Při provedeném experimentu jsme zvolili možnost nejjednodušší a to tu poslední. Přední kola byla podhuštěna z předepsaných 200 kPa na ještě přijatelných 160 kPa. Je otázkou do jaké míry se podařilo zvýšit přenos kroutícího momentu na zadní nápravu, nicméně v praxi byla tato možnost nejdostupnější.

Všechna naměřená multispektra vibrací a hluku jsou s příslušným popisem uvedena v přílohách. Výrazné harmonické složky těchto multispekter byly v programu *Akustik* podrobněji analyzovány a na základě zjištěných frekvencí a jim příslušejících otáček, jim byl s pomocí programu ‚Frekvence.xls‘ přiřazen pravděpodobný zdroj těchto projevů.



### Vyhodnocení experimentu:

Multispektrum je vysoce komplexním popisem zkoumaného zařízení jež zobrazuje otáčkově závislé jevy i rezonance na otáčkách nezávislé. Na obrázku 31 je příklad multispektra vibrací naměřeného na přední rozvodovce při rozjezdu při zařazeném 4. převodovém stupni. Svislá osa udává frekvenci a vodorovná osa příslušné otáčky motoru. Soustava přímek s různým sklonem představuje jednotlivé harmonické frekvence a tmavší vodorovné pruhy (z obrázku jasně patrné) rezonance při daných frekvencích. Míra vibrací je vyjádřena barevnou stupnicí v decibelových hodnotách. Tyto jednotky jsou definovány na základě následujícího vzorce:

$$H [dB] = 20 \log_{10} \frac{E}{E_0}$$

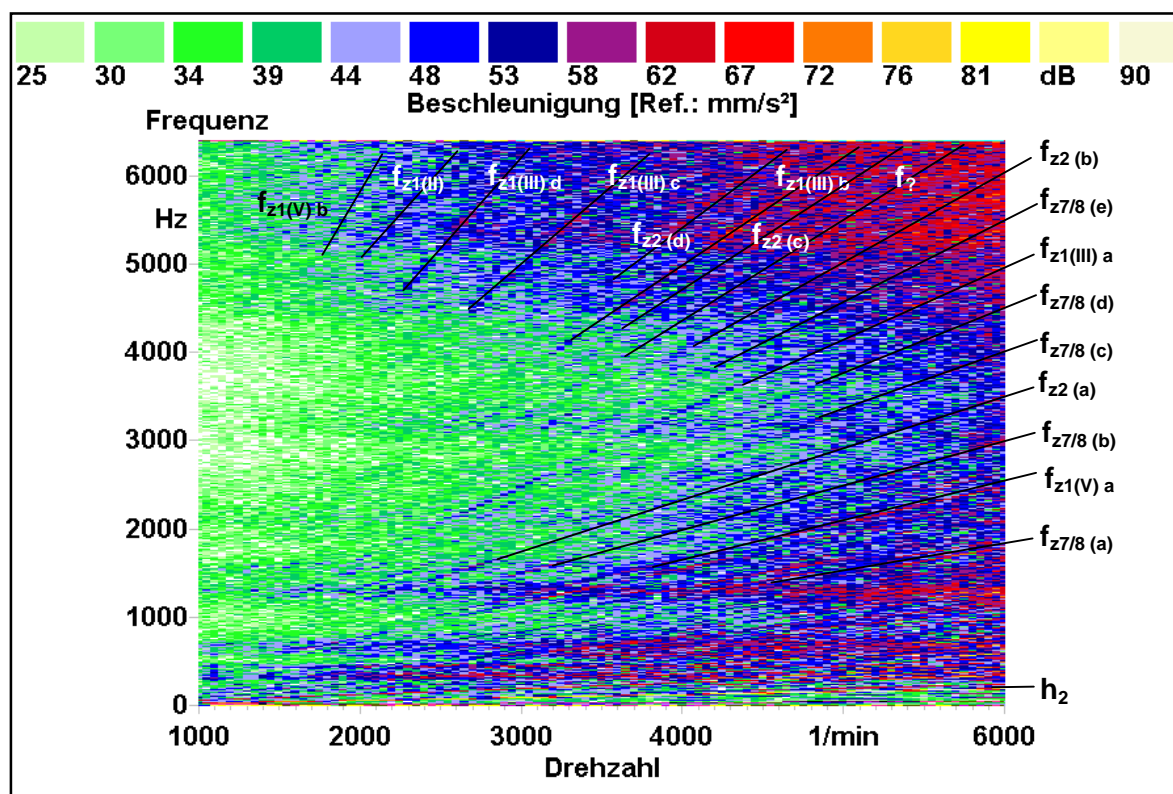
kde: H – hladina sledované veličiny [dB]

E – měřená hodnota

$E_0$  – referenční hodnota (vztažná)

Tab. 1 Referenční hodnoty pro výpočet dB

Fyzikální veličina	akustický tlak	vibrace/zrychlení
Referenční hodnota	$2 \cdot 10^{-5}$ Pa	$10^{-3}$ mm/s <sup>2</sup>



Obr. 31 Přední rozvodovka – rozjezd při zařazeném 3. rychlostním stupni - vibrace

Vysvětlivky k použitému označení:

$h_i$  – harmonická frekvence otáček klikového hřídele (index značí násobek harmonické)

$f_z$  – zubová frekvence spoluzabírajícího páru ozubených kol (značení dle programu „Frekvence.xls“)

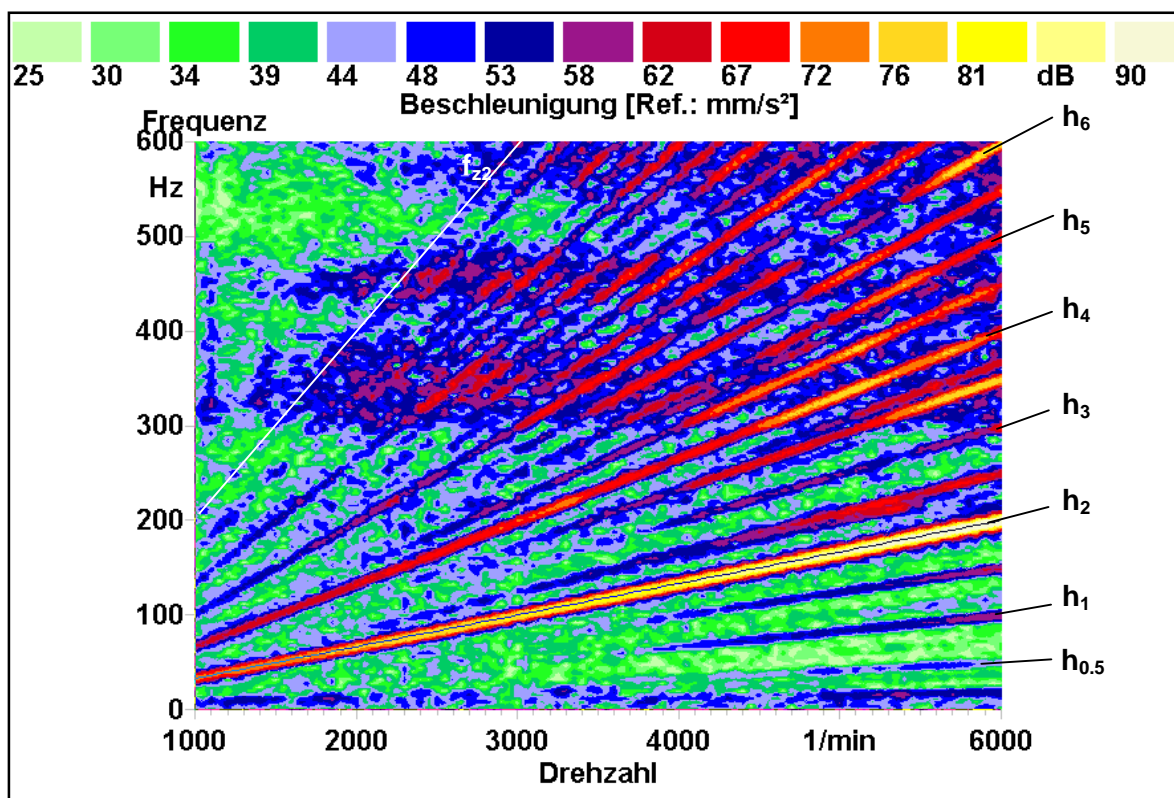
$f_{z(I-V)}$  – řaditelný převod (I. – V. převodový stupeň)

$f_{z2}$  – stálý převod

$f_{z7/8}$  – kuželový převod (vpředu / vzadu)

Abecední index značí, že dané soukolí se projevuje více než jednou harmonickou frekvencí (podrobnější identifikace je spolu s naměřenými multispektry obsahem příloh).

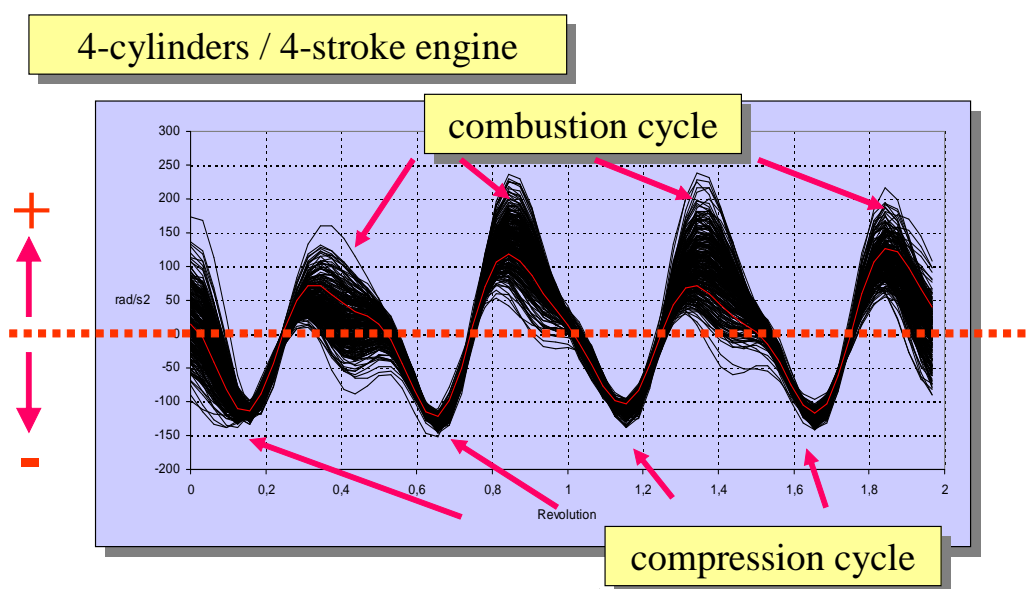
Z uvedeného obrázku je vidět, že harmonické složky vyskytující se při vyšších frekvencích souvisejí především s jevy, které provázejí záběr ozubených kol. Jevy související s chodem motoru se projevují při frekvencích nižších, přibližně do 1 kHz. Ve znázorněném multispektru je z motorových frekvencí dominantní 2. harmonická otáček motoru, která je zpravidla ve všech multispektrech snadno identifikovatelná. Zmenšíme-li frekvenční rozsah do 600 Hz, vystoupí do popředí i další významné motorové frekvence, které se jinak obvykle skrývají v rezonančních pásmech a nebývají tak na první pohled zřetelné.



Obr. 32 Přední rozvodovka – rozjezd při zařazeném 3. přev. stupni (motorové frekvence)

První harmonická frekvence ( $h_1$ ) je frekvence otáček motoru. Půltá harmonická ( $h_{0.5}$ ) je tudíž frekvence kompletních dvojotáček, tj. jeden pracovní cyklus 4-dobého motoru.

Nerovnoměrnost zapalování (jakož i různé maximální hodnoty spalovacích tlaků) se promítají do harmonických (celočíslných násobků) této frekvence ( $h_{0.5}$ ), tj.  $1 \cdot 0.5$ ,  $2 \cdot 0.5$ ,  $3 \cdot 0.5$ ,  $4 \cdot 0.5$ , atd... Mezi těmito harmonickými od půlté interharmonické otáček motoru přirozeně dominuje 4. harmonická ( $4 \cdot 0.5 = 2$ , tj. 2. harmonická otáček motoru), protože za zmíněnou dvojotáčku jsou 4 zápaly, postupně ve čtyřech válcích. V naměřených multispektrech se však vyskytují i neceločíselné násobky (na uvedeném obrázku jsou to 2.4, 3.7 a 4.8-mi násobky) frekvence otáček klikového hřídele. Jejich původ je nejednoznačný a pro jejich určení by bylo zapotřebí udělat podrobnější měření. Domnívám se, že tyto subharmonické složky mohou souviset např. s nerovnoměrností chodu klikového hřídele, s klopivým pohybem pístů ve válcích, natáčením motoru vlivem sil vyplývajících ze samotné činnosti motoru, ale i vlivem statických a dynamických sil na základě fyzikálních zákonů nebo s činností některého příslušenství. Právě již zmíněná nerovnoměrnost chodu motoru má významný vliv na buzení vibrací. Motor z principu své činnosti, kdy je jeho klikový hřídel střídavě urychlován expanzí spalin hoření ve válcích a zpomalován kompresí směsi ve válcích, je zdrojem dynamických sil, které se dále přenášejí. Rovnoměrnost chodu se dá vyjádřit úhlovým zrychlením. Pro názornost tady uvádím obrázek znázorňující průběh úhlového zrychlení klikového hřídele motoru Škody Fabia 1,4/50kW uvnitř intervalu dvojotáčky, tj. 1 pracovního cyklu při volnoběžných otáčkách.



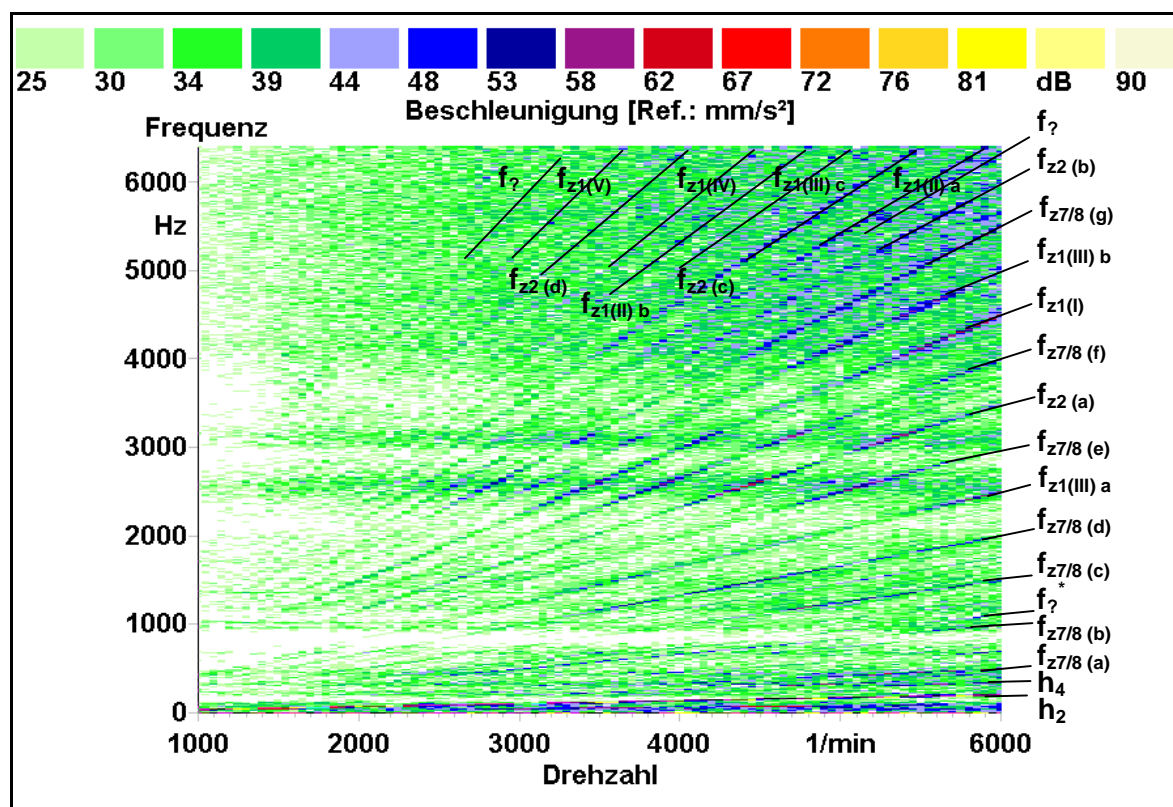
Obr. 33 Časový průběh úhlového zrychlení klikového hřídele za 250 dvojotáček

Z obrázku je jasně patrná variabilita úhlového zrychlení klikového hřídele. Graf také demonstruje vysoký rozptyl amplitud zejména ve fázi zrychlení. Nižší rozptyl má naopak fáze zpomalení.



Další důležitý aspekt však představuje i nevývaha klikového mechanismu. Klikové hřídele jsou sami o sobě vyvažovány nicméně funkční nevývaha způsobená pohybem klikového mechanismu tu sehrává také nezanedbatelný vliv. V běžné praxi se však u setrvačné síly posuvných částí uvažuje pouze se členy prvního a druhého řádu. Ostatní složky jsou již zanedbatelné. Setrvačné síly rotujících částí a stejně tak setrvačné síly posuvných částí I. řádu se pro 4-válcové zalomení klikového hřídele navzájem vyruší, jakož i jejich momenty. Jediný problém však představuje setrvačná síla posuvných částí II. řádu, která je u těchto motorů zcela nevyvážená. Síly II. řádu tak způsobují větší vibrace i hluk než síly I. řádu, které jsou navenek přirozeně vyvážené.

Frekvenční oblast nad 1 kHz je již však výhradně doménou harmonických frekvencí souvisejících převážně se záběry ozubených kol. Podíváme-li se na multispektrum vibrací získané ze zadní rozvodovky při rozjezdu (Obr. 34), zjistíme, že harmonické frekvence identifikované na základě výpočtů, přísluší právě záběrům ozubených kol pohonu vozidla.

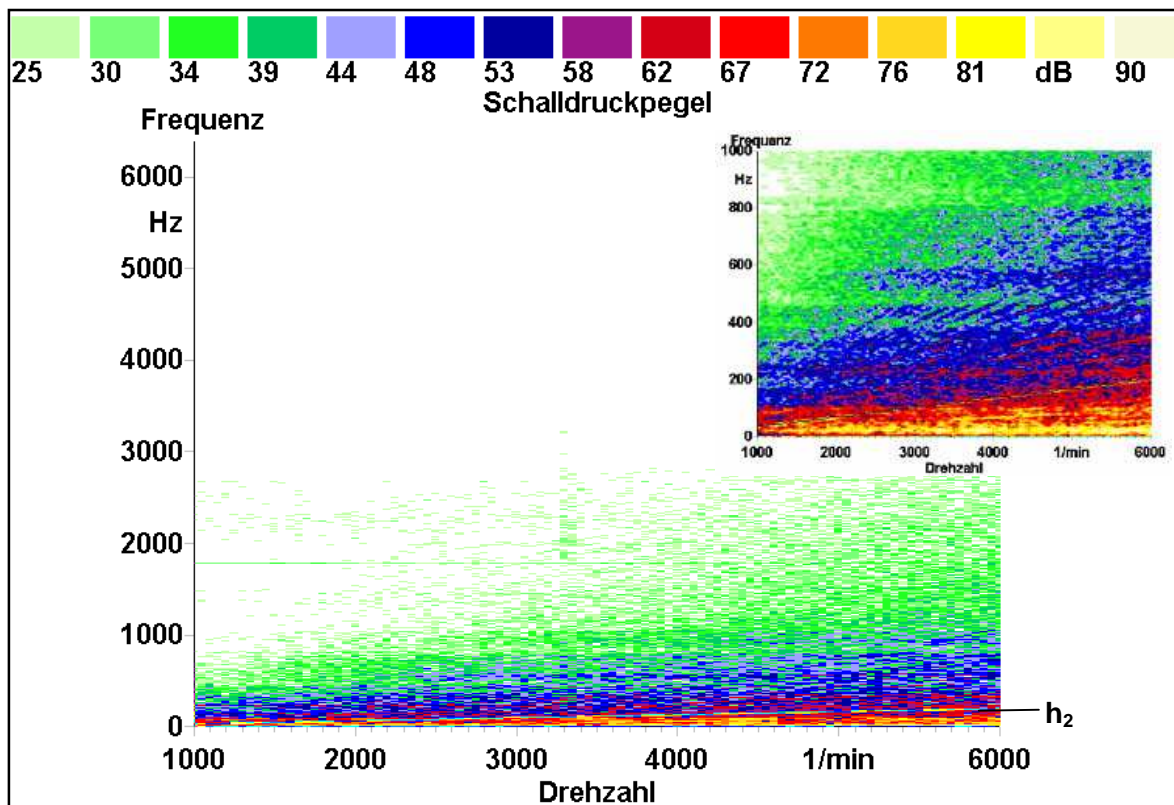


Obr. 34 Zadní rozvodovka – rozjezd při zařazeném 3. převodovém stupni - vibrace

V multispektru je možné identifikovat zubové frekvence, které přísluší záběrům ozubených kol převodového agregátu, stálého převodu a převodu s kuželovým soukolím. Zubové frekvence kol převodového agregátu se bez výjimky projevují na všech převodových

stupních bez ohledu na to, jsou-li zprostředkovateli přenášeného výkonu. Z obrázku je také patrné, že jejich význam s otáčkami motoru roste. Místní zesílení jejich projevu ve střední části je důsledkem výskytu rezonancí, které se projeví kolem frekvencí 2600 Hz a 3100 Hz. Tyto rezonance se objevují ve všech multispektrech, které byly měřeny na zadní rozvodovce.

V naměřených multispektrech se vyskytují jak základní zubové frekvence (dané frekvencí otáčení ozubeného kola a počtem jeho zubů), tak i jejich harmonické násobky, jež mohou souviset s tvarovou nedokonalostí povrchu zubů, jež může vznikat při jejich výrobě či následkem opotřebení u dlouho provozovaných automobilů. Není výjimkou, že tyto vyšší harmonické frekvence svou intenzitou projevu často předčí základní zubové frekvence. Kromě základních zubových frekvencí a jejich celočíselných násobků se však vyskytují (většinou velmi sporadicky) i jejich půlté interharmonické složky. Jejich vysvětlení spočívá opět pouze v domněnkách. Tyto interharmonické frekvence by mohli například souviset s možnými odchylkami v toleranci uložení ozubeného kola na hřídeli, kdy vlivem následného vymezování vůle při vstupu zubů do záběru by mohli vznikat tyto specifické frekvence. Ani při jednom z měřených rozjezdů nebo dojezdů se na přenosu výkonu nepodílel mezikolový diferenciál (vždy šlo pouze o přímou jízdu), ale na základě nízkých otáček satelitů, lze s největší pravděpodobností předpokládat, že tato soukolí se ve spektrech prakticky vůbec neobjeví. Hladinu akustického tlaku uvnitř vozidla znázorňuje následující multispektrum hluku zachycené mikrofonom v zadní části vozu.



Obr. 35 Mikrofon – rozjezd při zařazeném 3. převodovém stupni

Jak je patrné, hluk zachycený mikrofonom je převážně hluk motoru. Hluky při vyšších frekvencích jsou přenosovou cestou značně utlumeny. Při otáčkách  $3300 \text{ min}^{-1}$  lze rozeznat přejezd přes nerovnost vozovky. V oblasti nízkých frekvencí je opět dominantní 2. harmonická otáček motoru. Zmenšíme-li frekvenční rozsah do 1 kHz, do popředí opět vystoupí významné harmonické frekvence motoru, které se dají vysledovat zhruba do 11. harmonické otáček. Vysoká hladina rezonancí (do 100 Hz) může souviset s akustickými vlastnostmi vnitřního prostoru vozidla (interference vlnění - možnost vzniku stojatého vlnění).

V několika multispektrech byla zaznamenána frekvence (v grafech označená jako  $f_{\text{?}}^*$ ), která by se dala přiřadit frekvenci drážek dezénu po obvodu pneumatiky.

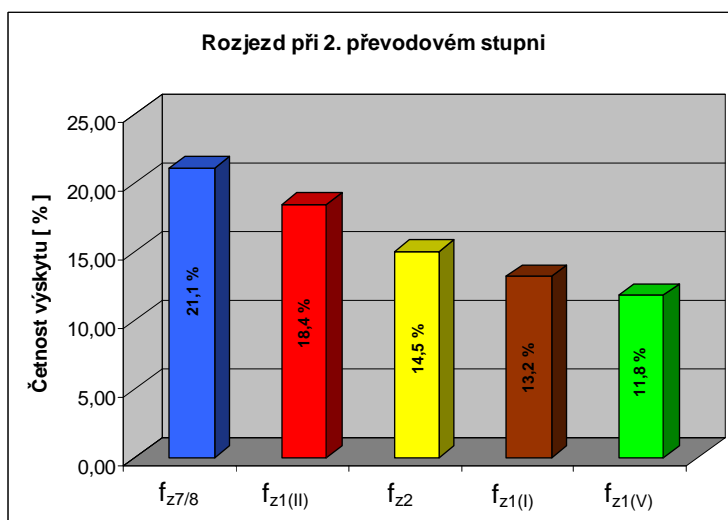
$$f_{\text{dez}} = f_k \cdot n \quad \text{kde:} \quad \begin{array}{l} f_{\text{dez}} - \text{frekvence drážek dezénu pneumatiky} \\ f_k - \text{frekvence otáčení kola} \\ n - \text{počet drážek dezénu po obvodu pneumatiky (61)} \end{array}$$

Tato frekvence se však vyskytovala jen při rozjezdech a dojezdech při 3. a 4. převodovém stupni a výhradně při zvýšených otáčkách motoru ( $4000 \text{ min}^{-1}$  a výše). Přišlo mi zvláštní, že by se tato frekvence projevila až v oblasti, kde bych předpokládal, že bude převládat aerodynamický hluk, který by tuto frekvenci překryl. Navíc konstrukce dnešních pneumatik ke zmírnění tohoto efektu vychází z nerovnoměrného rozložení segmentů po obvodu pneumatiky, které má za úkol tuto frekvenci rozptýlit. Na základě multispekter nabíraných při dojezdu s vypnutým motorem, kde bych očekával, že se tato frekvence spíš může v malé míře projevit se ale neprojevila, takže jsem usoudil, že tato frekvence zřejmě nebude souviset s pneumatikami, ale například s činností některého příslušenství motoru.

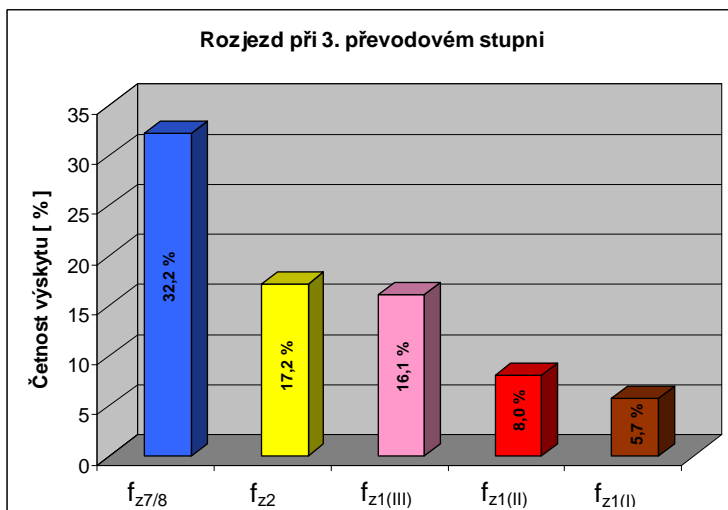
Některá multispektra však obsahují i další harmonické frekvence (v grafech značené jako  $f_{\text{?}}$ ), které se na základě výpočtového programu („Frekvence.xls“) nepodařilo identifikovat. Ty mohou souviset s ložiskovými frekvencemi, které se mi bohužel nepodařilo stanovit, neboť potřebné informace o použitých ložiskách nebyly dostupné.

Podíváme-li se na všechna multispektra naměřená při rozjezdu a dojezdu vozidla, zjistíme, že nejvíce se vyskytovaly frekvence související se záběrem ozubených kol kuželového převodu přední a zadní nápravy, ozubených kol zařazeného převodového stupně a stálého převodu. Nezanedbatelný je však i vliv ostatních převodových stupňů, které přestože nepřenášely žádný výkon, tvoří skupinu, která hluk převodového agregátu také dosti zvyšuje. Zvýšený počet harmonických složek jasně poukazuje na to, že v daném soukolí není něco vpořádku. Četnost výskytů těchto frekvencí znázorňují následující grafy.

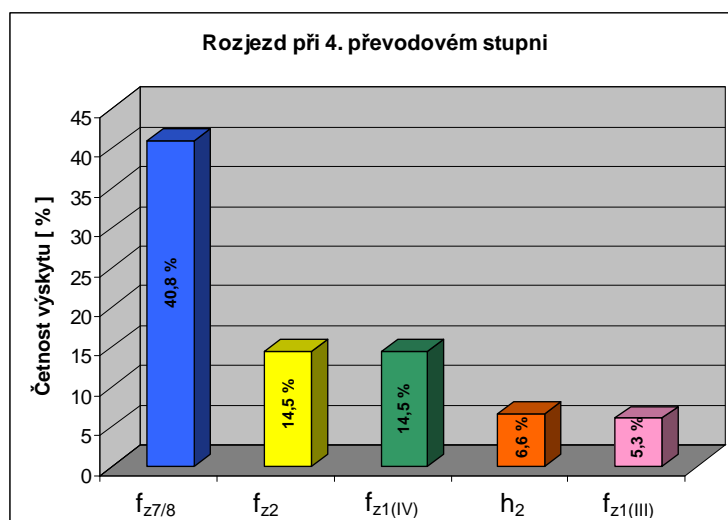
## Přehled nejčastěji se vyskytujících frekvencí při rozjezdu vozidla Škoda Octavia 4x4 (TOP 5)



Obr. 36 Nejvíce se vyskytující frekvence při 2. př. stupni

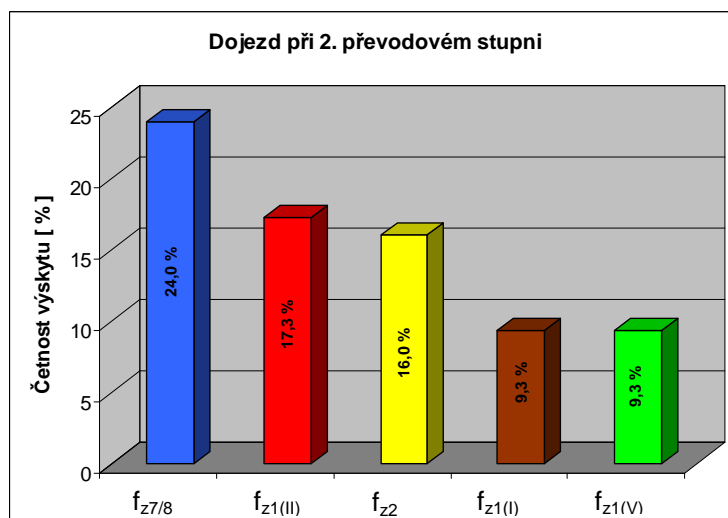


Obr. 37 Nejvíce se vyskytující frekvence při 3. př. stupni

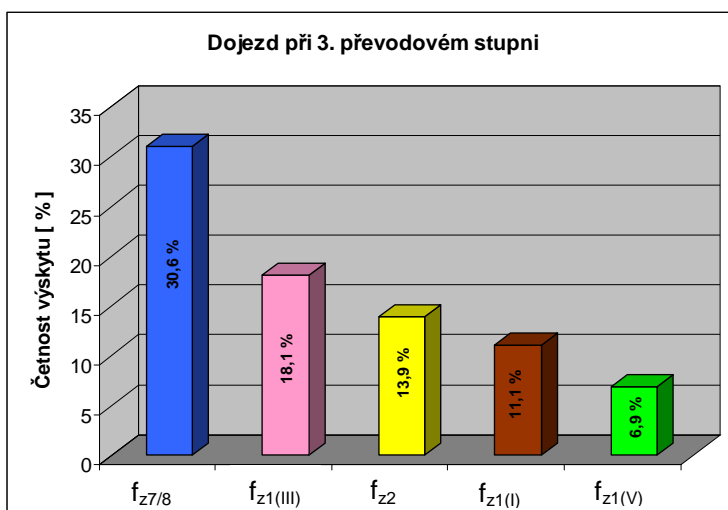


Obr. 38 Nejvíce se vyskytující frekvence při 4. př. stupni

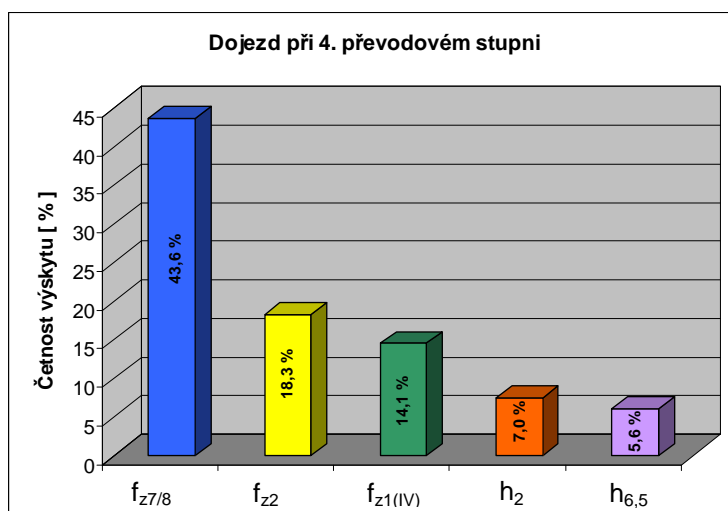
## Přehled nejčastěji se vyskytujících frekvencí při dojezdu vozidla Škoda Octavia 4x4 (TOP 5)



Obr. 39 Nejvíce se vyskytující frekvence při 2. př. stupni

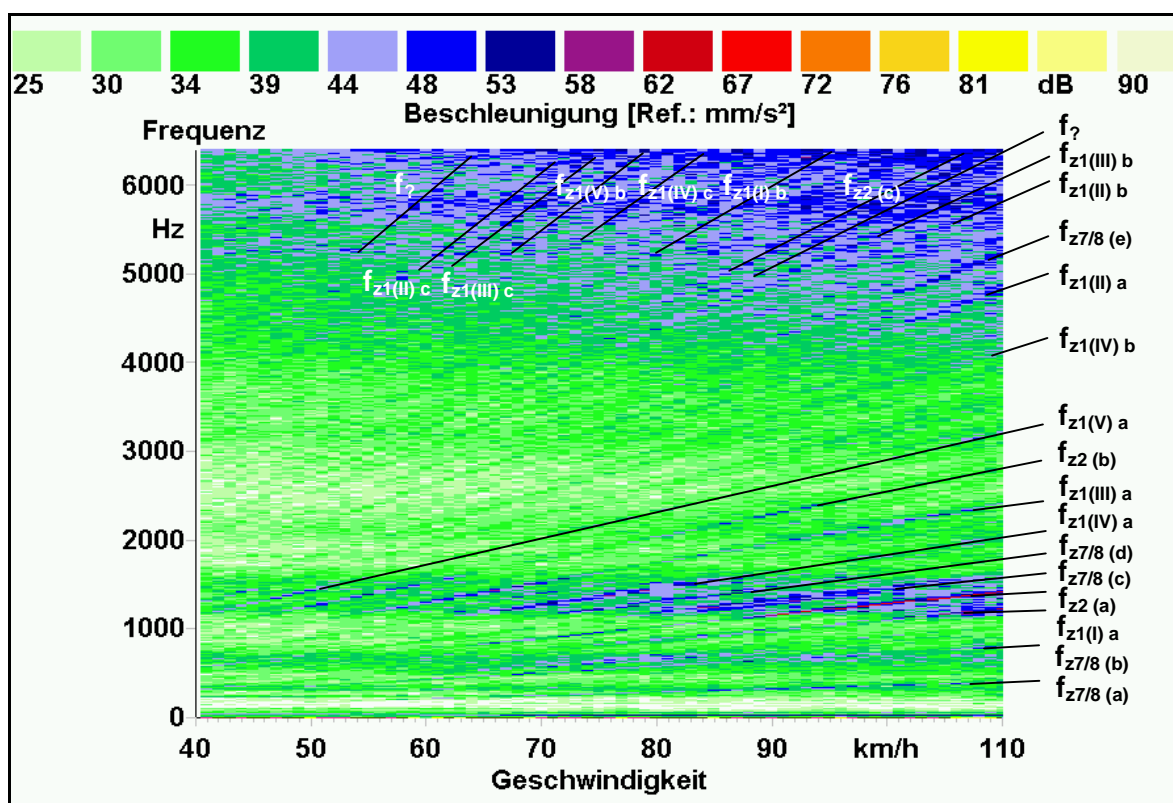


Obr. 40 Nejvíce se vyskytující frekvence při 3. př. stupni



Obr. 41 Nejvíce se vyskytující frekvence při 4. př. stupni

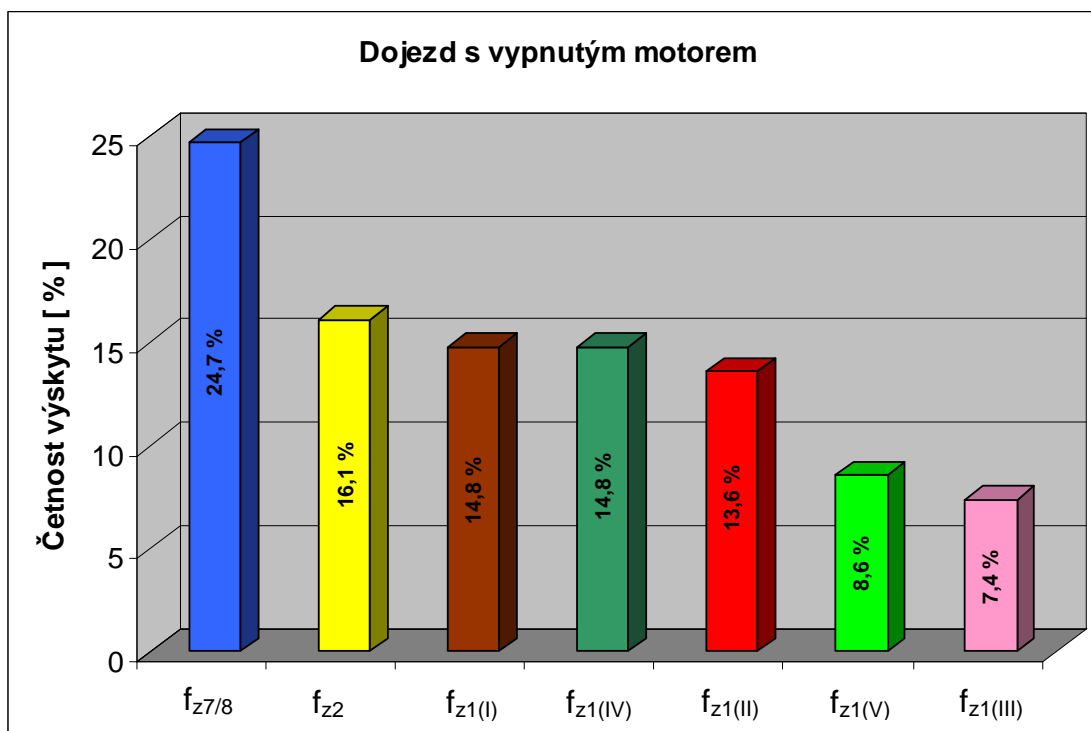
Společně s rozjezdy a dojezdy vozidla na jednotlivé převodové stupně byl měřen již zmíněný odvalovací hluk. Srovnáme-li multispektra vibrací a hluku naměřená s motorem a bez motoru, je na první pohled více než zřejmé, že celkové hladiny vibrací a hluku při vypnutém motoru jsou logicky výrazně nižší a odfiltrované od motorových frekvencí. Rovněž došlo i ke snížení počtu a míry rezonancí, zejména na přední rozvodovce (jak dokládá následující obrázek), která je chodem motoru samozřejmě nejvíce ovlivněna.



Obr. 42 Přední rozvodovka – dojezd s vypnutým motorem

Přímé porovnání ale provést nelze, neboť dojezdy s motorem byly měřené v podstatně širším otáčkovém rozsahu ( $1000 - 6000 \text{ min}^{-1}$ ) než dojezdy bez motoru. Ty byly měřené v závislosti na rychlosti jízdy vozidla a pokud tyto krajní hodnoty přepočítáme přes kinematiku vozidla na (fiktivní) otáčky motoru, dostaneme užší otáčkové rozmezí ( $1400 - 3800 \text{ min}^{-1}$ ).

Mezi záběrovými frekvencemi ozubených kol, které se podařilo identifikovat, s výraznou převahou výskytu opět dominuje kuželové soukolí přední a zadní nápravy jako tomu bylo v předchozím případě. Četnost projevu ostatních záběrových frekvencí již s výrazným odstupem znázorňuje následující graf.



Obr. 43 Četnost výskytu frekvencí při dojezdu s vypnutým motorem

## 8. MOŽNOSTI SNÍŽENÍ HLUKU A VIBRACÍ

Snížování hluku a vibrací je možné provádět technickými prostředky, které lze rozdělit na primární a sekundární. Primární jsou ty prostředky, jimiž se snižuje hluk a vibrace zdrojů a jedná se o úpravy těch částí konstrukce, které jsou pro jejich vznik nejvýznamnější. Sekundární představují prostředky, jimiž se zabraňuje nebo alespoň zmírňuje šíření a tím i dopad těchto zdrojů na okolí.

Snížování hluku ozubených kol nutně souvisí jak již bylo několikrát řečeno se snižováním dynamických budících sil, které vznikají skokovou změnou tuhosti vlivem změny počtu zubů v záběru, ale samozřejmě také vlivem výrobní a montážní nepřesnosti. Velmi podstatné jsou hodnoty součinitelů  $\varepsilon_\alpha$  (součinitel trvání záběru profilu evolventy zubu) a  $\varepsilon_\beta$  (součinitel trvání záběru boku zubu), jak dokazují nejrůznější teorie i praktická měření. Šikmé ozubení (kromě zpětného převodového stupně a ozubení v diferenciálech v pohonu výhradně použité) je z hlediska dynamického namáhání výhodnější, právě s ohledem na menší změny tuhosti. Obecné doporučení z hlediska optimální volby jednotlivých parametrů neexistuje, nicméně na základě výsledků experimentů lze vyvodit dílčí poznatky [6], např. pokles vibrací pro celočíselné hodnoty  $\varepsilon_\beta$  při  $\varepsilon_\alpha = 2$ , tzv. HCR ozubení (High Contact Ratio). Dané ozubení vykazuje tišší chod při různém zatížení i přes značné úhlové úchyly.

Problém častého projevu kuželového soukolí může spočívat v celé řadě vlivů. V porovnání s ozubenými koly válcovými, jsou kuželová kola náročnější jak na výrobu, tak i na montáž. Při výrobě ozubení, která vyžaduje speciální stroje a nástroje, je třeba kromě délkových úchylek sledovat i úchyly úhlové (dosažení daného stupně přesnosti je obtížnější). Při letmém uložení spoluzabírajícího kola je nebezpečí vzniku větších deformací, které spolu s nepřesnostmi výroby mohou nepříznivě ovlivnit záběrové poměry. Kuželová kola se šikmými zuby jsou sice méně citlivější na výrobní nepřesnosti, nicméně svou úlohu tady může sehrát přesnost (respektive nepřesnost) montáže. Kuželový převod se musí nastavovat. Správné přiřazení kuželového převodu k pohonu zadní nápravy je velmi důležité. Kuželový převod je tvořen pevným a talířovým kuželovým kolem. Pevné kuželové kolo je součástí spojky Haldex, zatímco talířové kuželové kolo patří k náhonu zadní nápravy. Skříň spojky Haldex je sešroubována se skříní rozvodovky zadní nápravy a tímto šroubovým spojem se také vymezuje vůle v kuželovém soukolí. Předpokladem maximální životnosti a tichosti chodu kuželového soukolí je pečlivé nastavení pevného kuželového kola vůči kolu talířovému. Zvýšený projev tohoto soukolí může spočívat právě v tomto problému.

Protože má přesnost výroby podstatný vliv na hluk jakéhokoliv ozubeného soukolí, je proto důležité zjistit, jak různé nepřesnosti ovlivňují výsledný hluk a stanovit důležité výrobní tolerance, které je nutné dodržovat a pečlivě kontrolovat. Vyšší kvalita je zaplácena vyšší cenou a zvýšení kvality výroby se efektivněji projeví i u méně kvalitních převodových agregátů. Jedna práce zabývající se hlukovou emisí převodových agregátů [5] uvádí, že zlepšení povrchové úpravy ozubení, tj. snížení drsnosti boků zubů, má relativně malý význam (cca 1dB(A) při snížení drsnosti na jednu třetinu původní hodnoty). Výhodou však je skutečnost, že zlepšením povrchové úpravy se zpravidlalepší i ostatní parametry (především přesnost) ozubení, které v důsledku mohou přinést významnější snížení hluku.

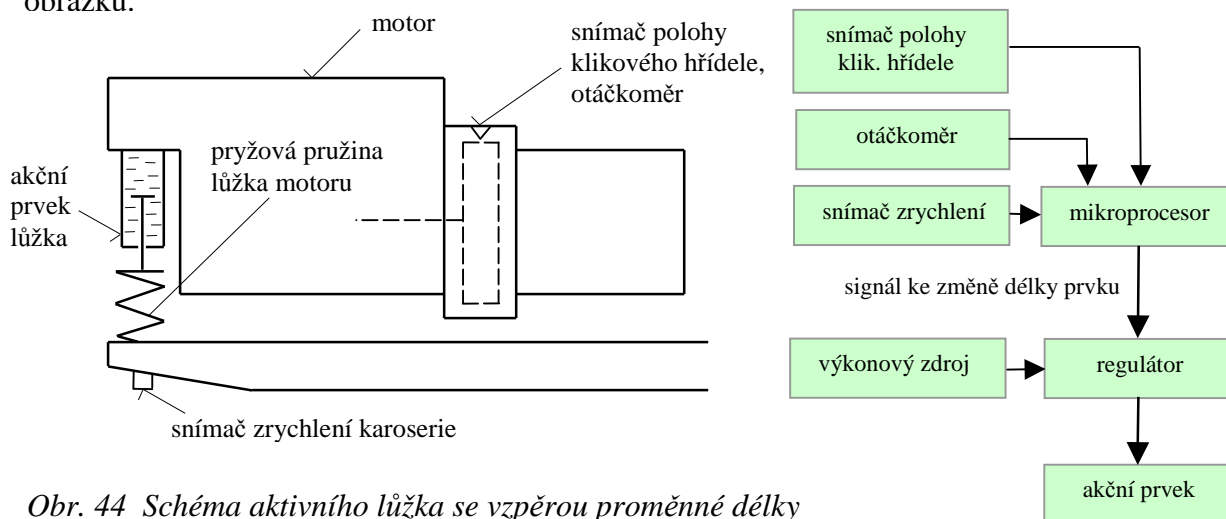
Ke snížení vyzařovaného hluku dnes v hojné míře přispívají moderní a často používané metody počítačového navrhování s využitím metod MKP, jež jsou dobrým předpokladem pro dosažení optimálních modálních vlastností převodových skříní, vík či použitých krytování. Snadno lze odhalit kritická místa s vyšší hladinou napětí, která mohou být za provozu významným zářičem hlukové energie a vyžadují zesílení nebo vyztužení. Při návrhu je nutné odstranit nebo minimalizovat velké nedělené rovné nebo mírně zakřivené plochy, které dobře vyzařují hluk. Takové to plochy je vhodné žebrovat nebo zvýšit jejich tuhost větší tloušťkou stěn. Účinnost přenosu hluku a vibrací lze snížit také využitím útlumu odrazem, změnou průřezu (tloušťka stěn, náhlé přechody), útlumu na rozhraní dvou prostředí (sendvičové materiály) či krytováním, spojené obvykle se zvyšováním absorpce stěn krytu



pomocí akusticky pohltivých materiálů a zvyšováním neprůzvučnosti pomocí antivibračních nátěrů. Problémem však je zajištění chlazení a volba míst vstupů a výstupů chladícího vzduchu tak, aby nedošlo k zesílení hluku směrem k posádce vozidla.

Útlum přenosové cesty je též ovlivněn použitým materiálem. Každý materiál vykazuje určitou míru vnitřního tlumení, které je způsobeno přeměnou mechanické energie na jiné formy energií (teplo). Útlumové vlastnosti kovů jsou omezené a v praxi se významněji podílejí vlivy jako tření nebo tlumení olejového filmu při záběru ozubených kol. Nekovové materiály mají lepší předpoklady díky větší poddajnosti a velkému měrnému útlumu a tak je jejich použití vhodné kdykoliv to podmínky dovolí.

Významné snížení přenosu vibrací od motoru do karoserie může přinést zlepšená koncepce uložení motoru. Standardní uložení pomocí pryžových lůžek přestává stačit současným požadavkům a začínají se uplatňovat pryžová lůžka s vnitřním hydraulickým tlumením, založená na principu útlumu chvění vlivem při průtoku hydraulické kapaliny z jednoho prostoru pružiny do druhého přes tlumící orgán, kterým zpravidla bývá přepážka s otvory. Vyšší stupeň vibroizolace představují lůžka adaptabilní, semiaktivní a aktivní, řízená mikroprocesorem, který provádí optimální korekce nastavení. Příklad aktivního lůžka založeného na principu snížení síly vlivem proměnné délky lůžka je uveden na následujícím obrázku.



Obr. 44 Schéma aktivního lůžka se vzpěrou proměnné délky

V paměti mikroprocesoru musí být naprogramováno, jak velká amplituda změny délky, v jaké frekvenci a v jaké fázi vzhledem k poloze klikového hřídele při dané frekvenci otáčení motoru je požadována. Podle těchto údajů a vlastností regulace a akčního členu se pak vytváří signál do regulátoru, ovládajícího akční člen. Jeho činnost je kontrolována a korigována zpětnovazebně na základě údajů snímače zrychlení, umístěného na karoserii pod lůžkem.

## 9. ZÁVĚR

Diplomová práce je zaměřena na analýzu hluku a vibrací generovaných pohonem 4x4. Aby bylo možné zabývat se možnými příčinami, bylo nejprve nutné provést podrobnější teoretický rozbor hnacího ústrojí. Tato práce se v rámci dostupných prostředků a informací snaží definovat hlavní zdroje a příčiny hluku, které jsou pro provoz automobilu charakteristické. Největší pozornost je věnována problematice záběru ozubených kol v pohonném ústrojí, jakož to jednomu z hlavních zdrojů vibrací a hluku.

Na základě teoretických poznatků byl sestaven kinematický model pohonu 4x4 a jednoduchý výpočtový program, který dle zadaných údajů o vozidle vypočítá veškeré základní zubové a rotorové budící frekvence. Ve spolupráci s pracovníky Škoda Auto, a. s. bylo provedeno experimentální měření, jehož cílem bylo identifikovat získané odezvové signály vibrací a hluku generovaných automobilem při jeho provozu a navrhnout cesty pro jejich snížení. Nástrojem pro toto vyhodnocení byl výše zmíněný výpočtový program.

V naměřených multispektrech byly identifikovány následující harmonické frekvence:

- *frekvence zápalů směsi ve válcích motoru*
- *zubové frekvence* - *kuželového převodu přední a zadní nápravy*
  - *stálého převodu*
  - *zařazeného převodového stupně i ostatních (nezařazených) převodových stupňů*

Z naměřených výsledků bylo zjištěno, že **nejvyšších hladin dosahuje hluk motoru**. Značně dominantní je zejména dvojnásobná otáčková frekvence motoru (frekvence zápalů směsi ve válcích motoru), která se nese celým hnacím ústojím.

Hladiny hluku při vyšších frekvencích souvisejí zejména se ***záběry ozubených kol v pohonném ústrojí*** a ***jsou oproti hluku motoru nižší***. Z vyhodnocení vyplynulo, že z hlediska četnosti projevu se jako ***nejproblematictější jeví převod s kuželovým soukolím přední a zadní nápravy***, jež se projevuje velkým počtem harmonických složek. Na dalším místě to jsou soukolí stálého záběru a zařazený převodový stupeň převodového agregátu. Nelze však zanedbat i vliv ostatních převodových stupňů, které ačkoliv nepřenášejí žádný výkon, mají také velmi bohatou odezvu.

Naopak ***zanedbatelné jsou mezikolové diferenciály a mezinápravová spojka Haldex***, které jsou z hlediska hluku nezajímavé.

Rovněž *frekvence drážek dezénu pneumatik nepředstavuje při dnešní konstrukci významný zdroj hluku* a v porovnání s ostatními jejími zdroji si dovoluji tvrdit, že tato frekvence je nepodstatná. Podobné výsledky ohledně projevu ozubených kol byly zjištěny i při měření odvalovacího hluku vozidla.

Důležité z hlediska hluku uvnitř automobilu jsou i silné rezonance při velmi nízkých frekvencích (do 100 Hz), které mohou souviset s odrazem vln od stěn uzavřeného prostoru a možností vzniku stojatého vlnění.

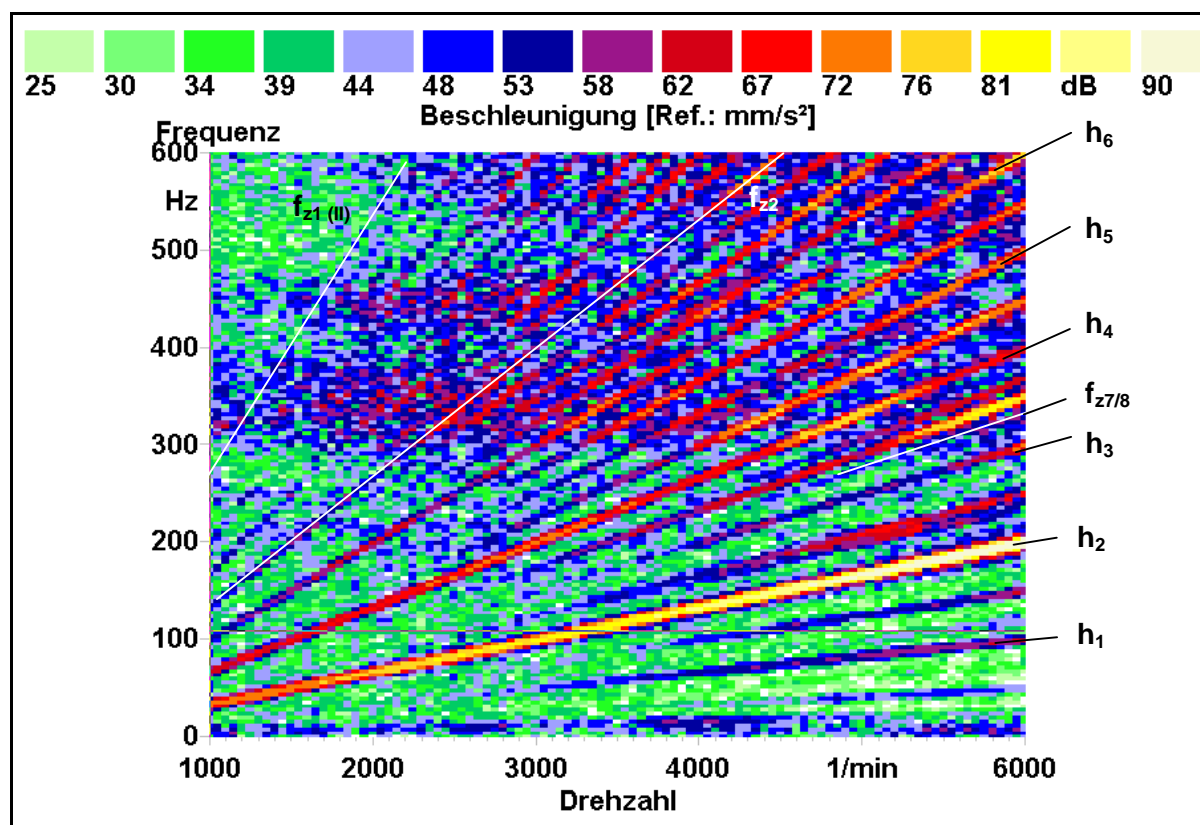
Snižování hluku a chvění je složitá problematika a pro její účinné řešení je nutné hluboké pochopení jak dynamiky mechanických soustav, tak i fyzikálních zákonů kolem nás.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

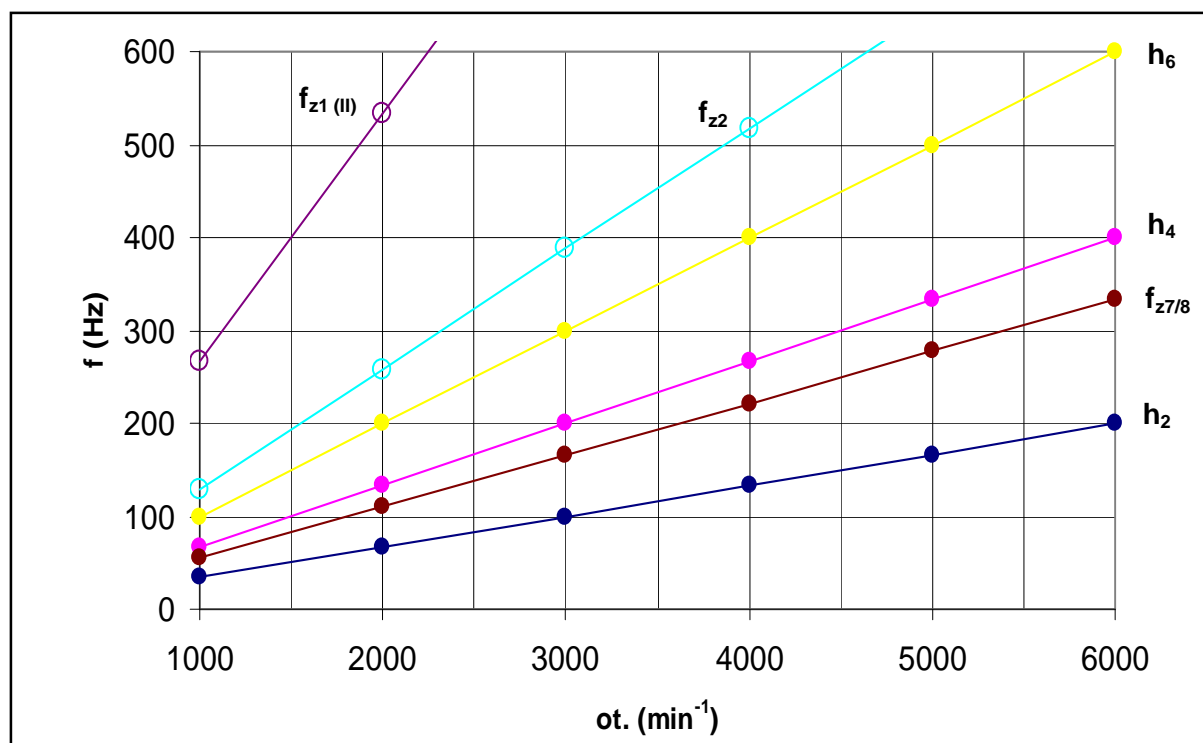
- [1] TŮMA, J. : Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT, Sdělovací technika, Praha 1997
- [2] APETAUR, M. – RÁFL, J. : Konstrukce automobilů díl I.: Hluk motorových vozidel, vydavatelství ČVUT, Praha 1994
- [3] VLK, F. : Převodová ústrojí motorových vozidel, nakladatelství a vydavatelství VLK, Praha 2001
- [4] NĚMEČEK, P. : Hluk v technické praxi, 1. vydání, TUL, Liberec 1998
- [5] DOČKAL, A. : Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise, VUT, Brno 2003
- [6] TŮMA, J. – JURÁK, M. – KOČÍ, P. – ŠKUTA, J. : Měření záchvěvů vozidla Fabia 1,4 - 50 kW při volnoběhu, VŠB, Ostrava 2002
- [7] TŮMA, J. – JURÁK, M. – KOČÍ, P. – ŠKUTA, J. : Návrh metodiky hodnocení záchvěvů vozidla při volnoběhu, VŠB, Ostrava 2002
- [8] ŠVEC, V. : Části a mechanismy strojů – Mechanické převody, vydavatelství ČVUT, Praha 1999
- [9] BEROUN, S. – SCHOLZ, C. : Základy teorie vozidel a pístových spalovacích motorů, 1. vydání, TUL, Liberec 1999
- [10] Průvodce vibrační diagnostikou, SKF Condition Monitoring, 1994
- [11] Příručky Brüel – Kjaer: Zkoušení mechanických soustav, Dánsko 1988  
Zkoušení konstrukcí, Dánsko 1989  
Vibrační zkoušení, Dánsko 1984  
Měření zvuku, Dánsko 1984  
Sledování provozního stavu strojních zařízení, Dánsko 1991
- [12] Příručky a firemní materiály firmy ŠKODA AUTO, a. s. Mladá Boleslav

# ***Přílohy***

## II. převodový stupeň



Obr. 1 Přední rozvodovka – rozjezd při 2. převodovém stupni (motorové frekvence)



Obr. 2 Graf základních hledaných frekvencí při 2. převodovém stupni (graf je součástí programu „Frekvence.xls“)

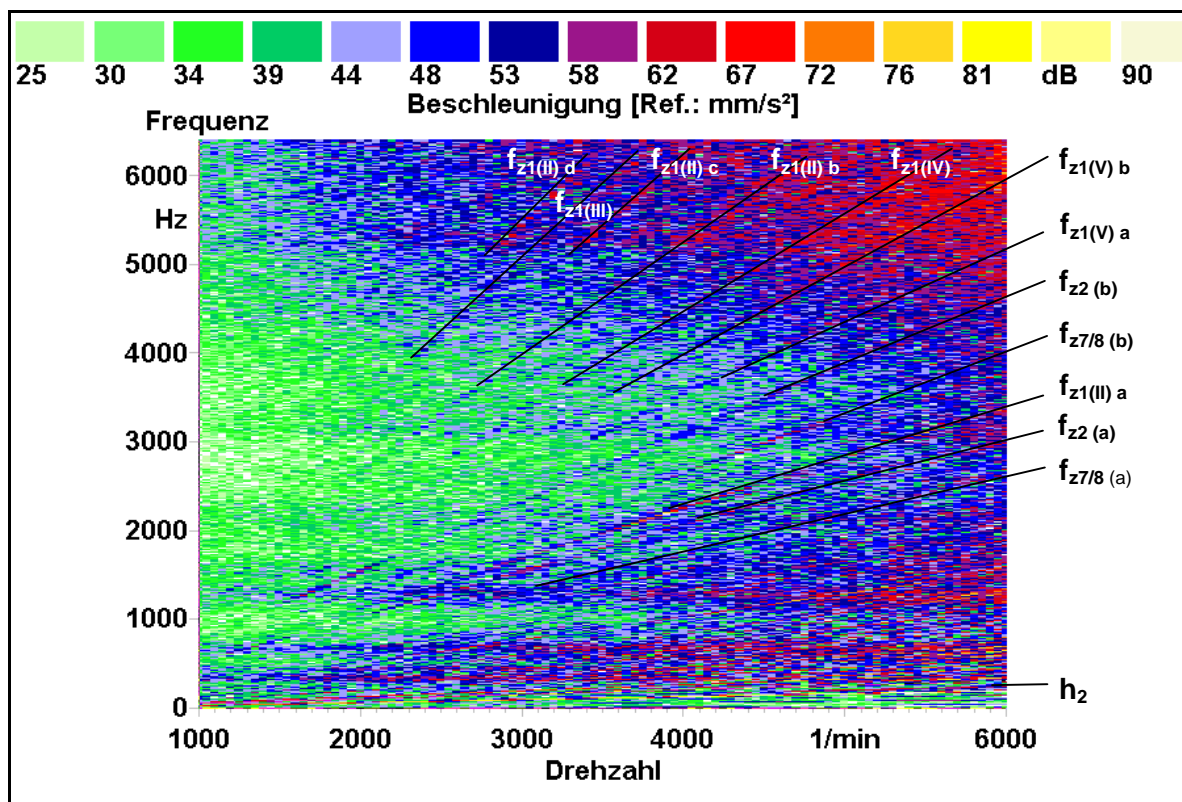
---

**identifikace:**

$h_{0,5}$	0,5. harmonická otáček motoru	33 Hz při 4000 ot/min
$h_1$	1. harmonická otáček motoru	66 Hz při 4000 ot/min
$h_{1,5}$	1,5. harmonická otáček motoru	100 Hz při 4000 ot/min
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{2,5}$	2,5. harmonická otáček motoru	166 Hz při 4000 ot/min
$h_3$	3. harmonická otáček motoru	200 Hz při 4000 ot/min
$h_{3,5}$	3,5. harmonická otáček motoru	233 Hz při 4000 ot/min
$h_{3,7}$	3,7. harmonická otáček motoru	246 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_{4,5}$	4,5. harmonická otáček motoru	300 Hz při 4000 ot/min
$h_5$	5. harmonická otáček motoru	333 Hz při 4000 ot/min
$h_{5,5}$	5,5. harmonická otáček motoru	366 Hz při 4000 ot/min
$h_6$	6. harmonická otáček motoru	400 Hz při 4000 ot/min
$f_{z_{7/8}}$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	221 Hz při 4000 ot/min
$f_{z_2}$	stálý převod (1. harm.)	533 Hz při 4000 ot/min
$f_{z_{1(II)}}$	řaditelný převod - II. stupeň (1. harm.)	1066 Hz při 4000 ot/min

rezonance v oblasti 300 – 600 Hz

---



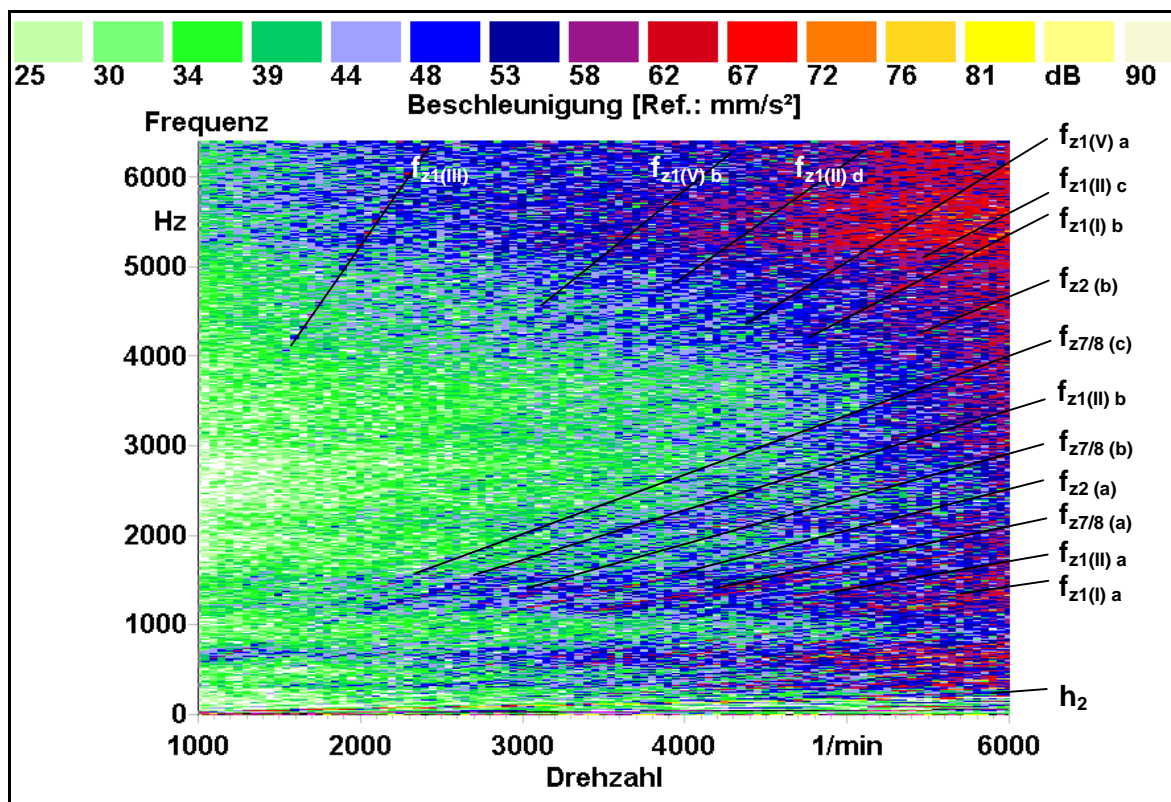
Obr. 3 Přední rozvodovka – rozjezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (4. harm.)	2068 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)} a$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (6. harm.)	3103 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)} a$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)} b$	řaditelný převod – V. stupeň (3,5. harm.)	4072 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2. harm.)	4533 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)} b$	řaditelný převod – II. stupeň (5. harm.)	5333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)} c$	řaditelný převod – II. stupeň (6. harm.)	6400 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (4. harm.)	3333 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(II)} d$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 0 – 1500 Hz a 5000 – 6000 Hz



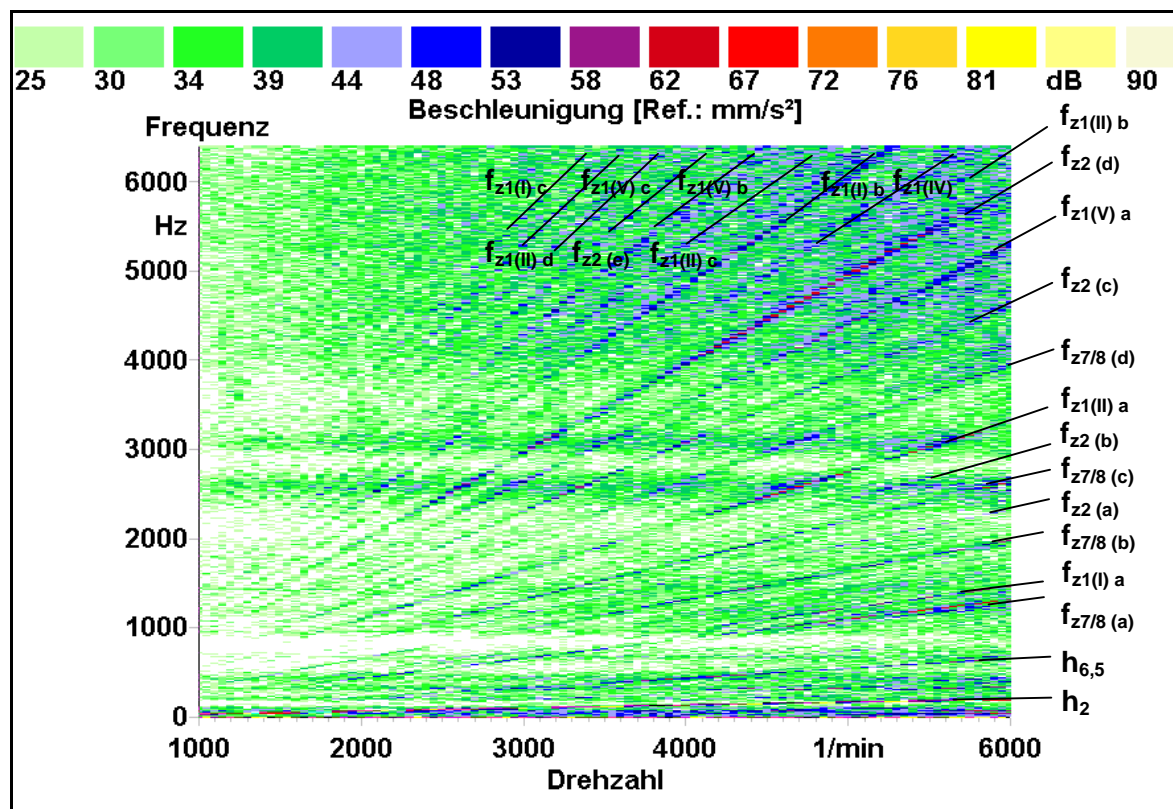


Obr. 4 Přední rozvodovka – dojezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (1,5. harm.)	900 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (1. harm.)	1066 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu/vzadu (6. harm.)	1329 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2 (a)}$	stálý převod (2. harm.)	1551 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu/vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (c)}$	kuželový převod vpředu/vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2 (b)}$	stálý převod (6. harm.)	3103 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (6. harm.)	3600 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II) c}$	řaditelný převod – II. stupeň (3,5. harm.)	3733 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (3,5. harm.)	4072 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) d}$	řaditelný převod – II. stupeň (5. harm.)	5333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (5. harm.)	5818 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (6,5. harm.)	5416 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 0 – 1500 Hz a v oblasti 5000 – 6000 Hz

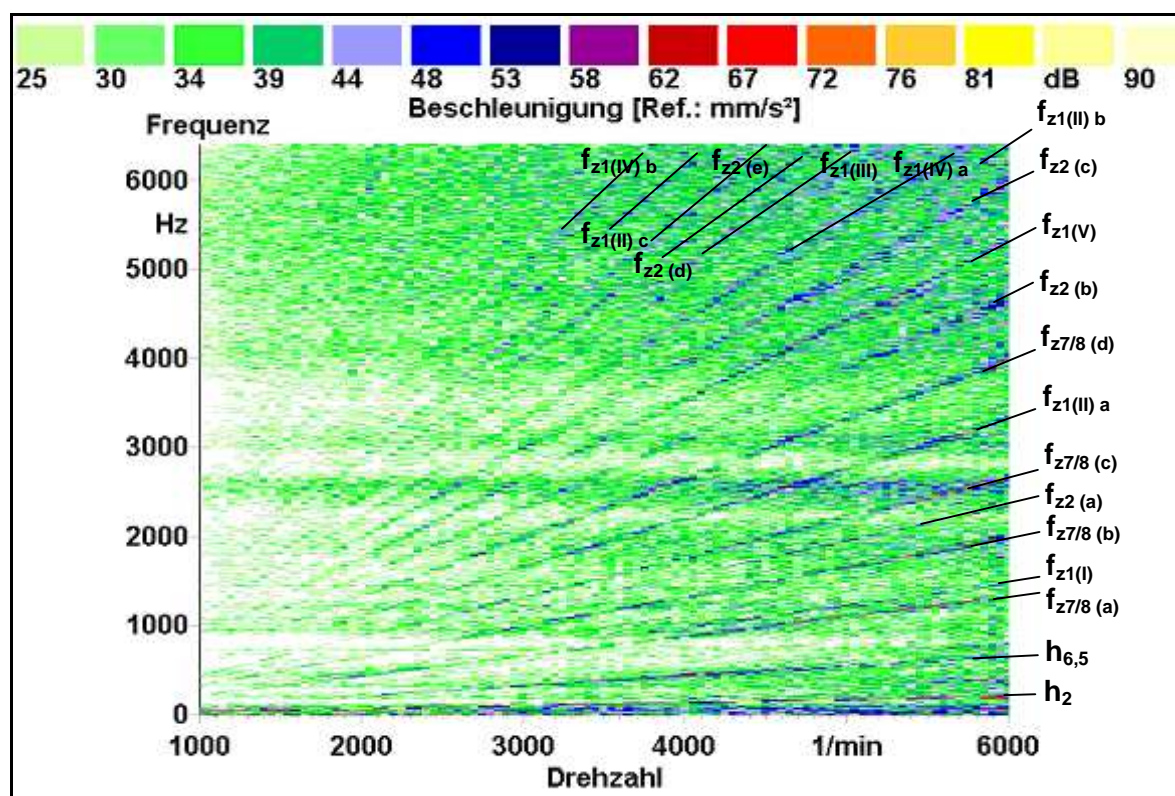


Obr. 5 Zadní rozvodovka – rozjezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (1,5. harm.)	900 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	1329 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2 (a)}$	stálý převod (3. harm.)	1551 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2 (b)}$	stálý převod (4. harm.)	2068 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2 (c)}$	stálý převod (6. harm.)	3103 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2 (d)}$	stálý převod (8. harm.)	4137 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – II. stupeň (4. harm.)	4266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2. harm.)	4533 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	4800 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – II. stupeň (5. harm.)	5333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (5. harm.)	5818 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2 (e)}$	stálý převod (12. harm.)	6206 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) c}$	řaditelný převod – V. stupeň (6. harm.)	3490 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III) d}$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(I) c}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (13. harm.)	3900 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 2500 – 3100 Hz



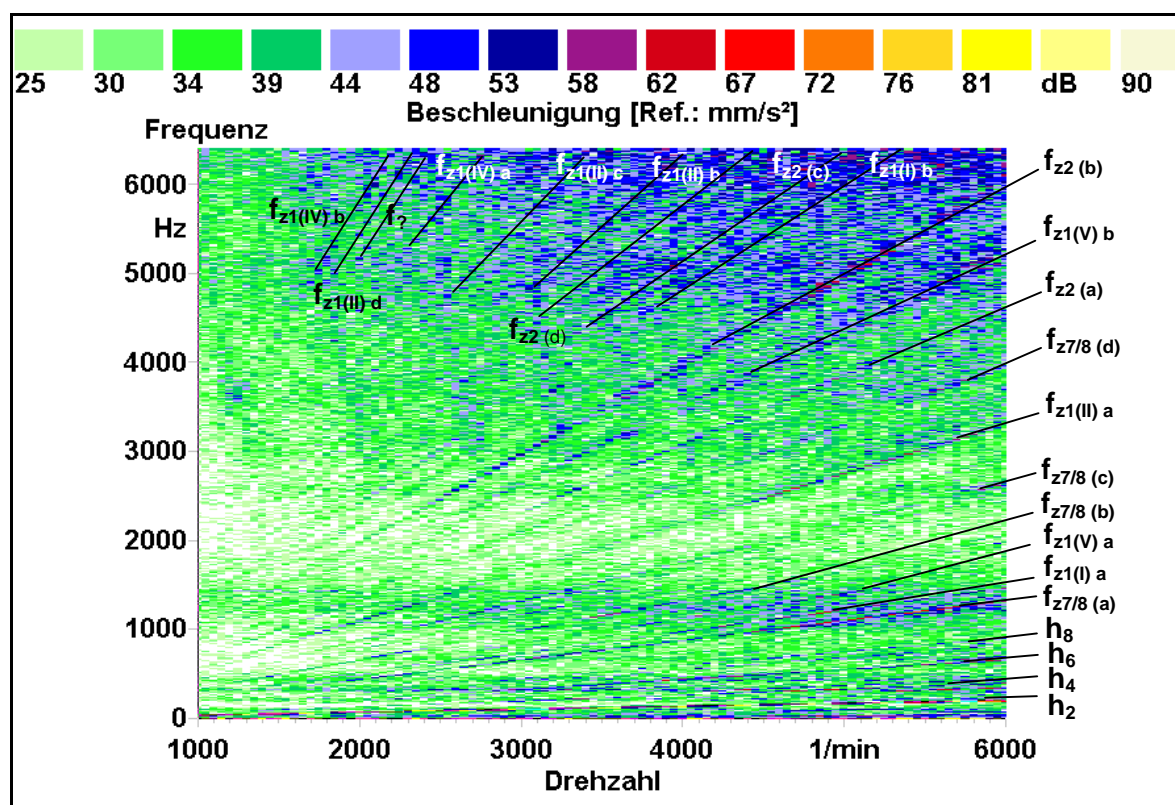
Obr. 6 Zadní rozvodovka – dojezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (1,5. harm.)	900 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	1329 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(a)}$	stálý převod (2. harm.)	1551 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)a}$	řaditelný převod – II. stupeň (1. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(b)}$	stálý převod (6. harm.)	3103 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(c)}$	stálý převod (8. harm.)	4137 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)b}$	řaditelný převod – II. stupeň (4. harm.)	4266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2. harm.)	4533 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (3. harm.)	5000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(d)}$	stálý převod (11. harm.)	5688 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(e)}$	stálý převod (12. harm.)	6206 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)c}$	řaditelný převod – II. stupeň (6. harm.)	3200 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV)b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (3. harm.)	3400 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 2500 – 3100 Hz



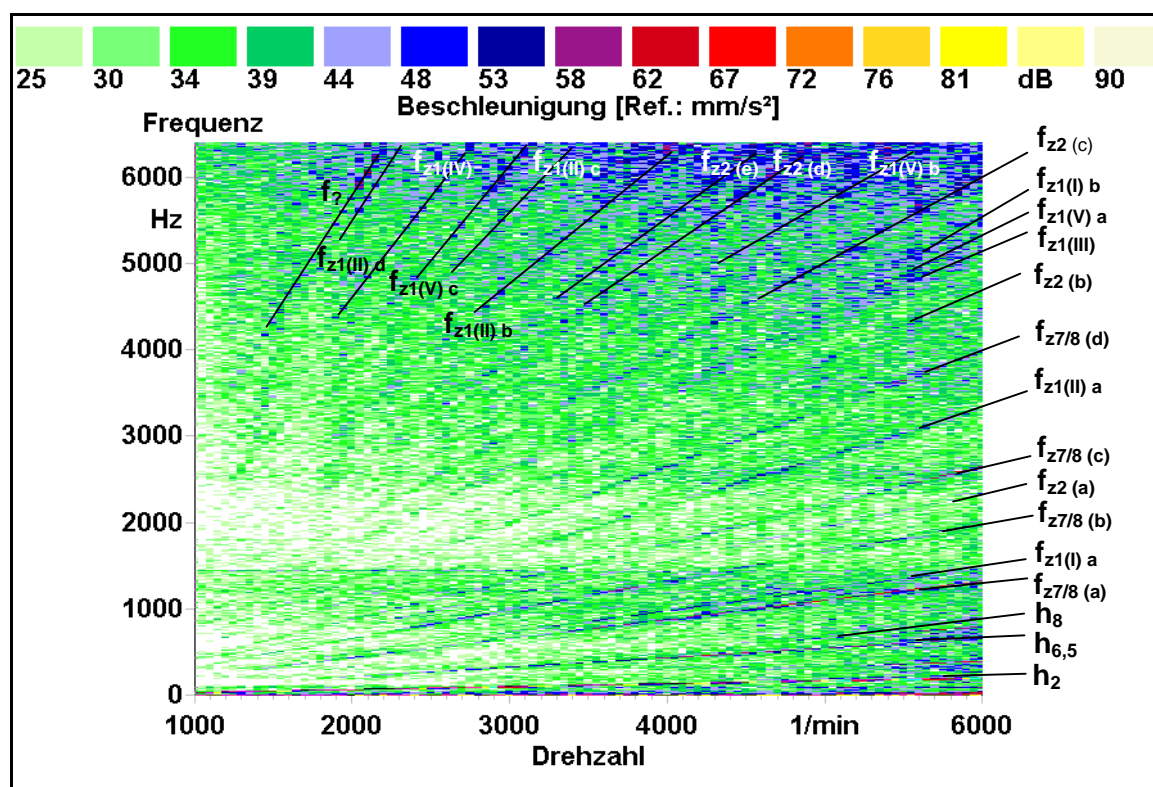


Obr. 7 Spojka Haldex – rozjezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_6$	6. harmonická otáček motoru	400 Hz při 4000 ot/min
$h_8$	8. harmonická otáček motoru	533 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (1,5. harm.)	900 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (1. harm.)	1163 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	1329 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(a)}$	stálý převod (6. harm.)	3103 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(b)}$	stálý převod (8. harm.)	4137 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	4800 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(c)}$	stálý převod (10. harm.)	5171 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(d)}$	stálý převod (11. harm.)	5688 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – II. stupeň (6. harm.)	6400 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	4533 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III) d}$	řaditelný převod – II. stupeň (10. harm.)	5333 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (5. harm.)	5666 Hz při 2000 ot/min

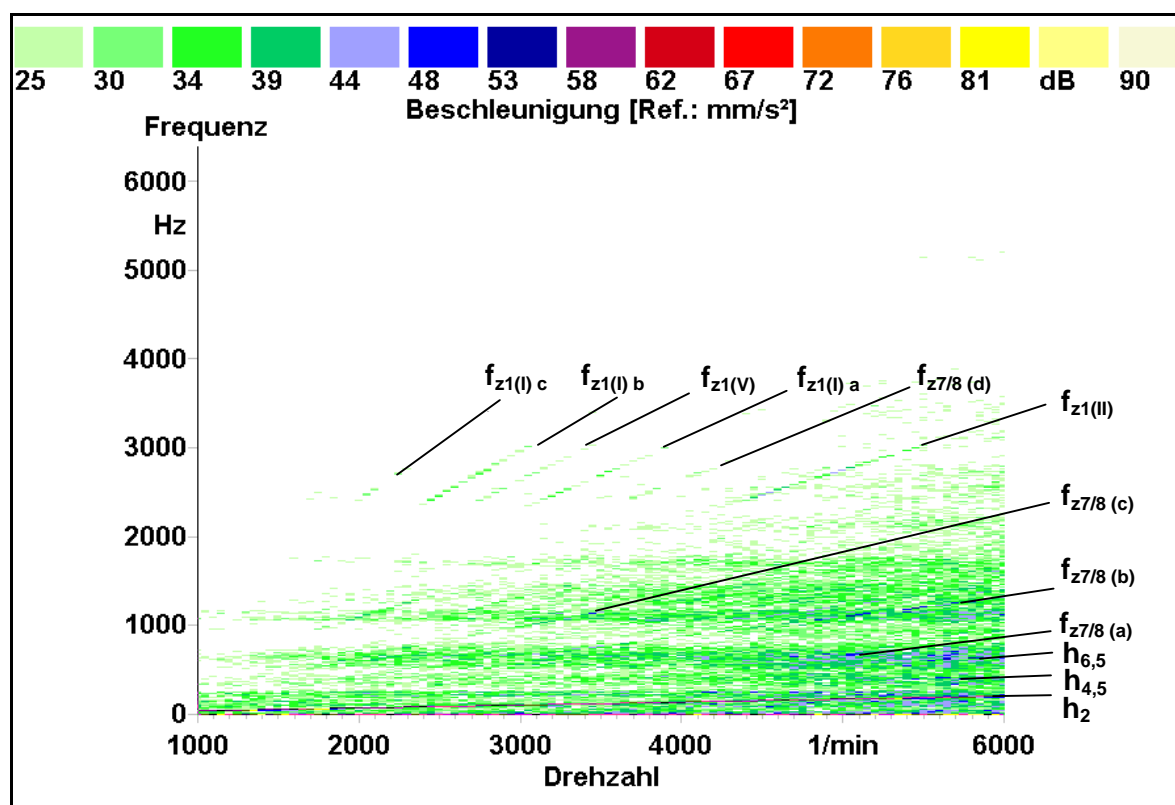
rezonanci v oblasti 900 – 1400 Hz a v oblasti kolem 5000 Hz



Obr. 8 Spojka Haldex – dojezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

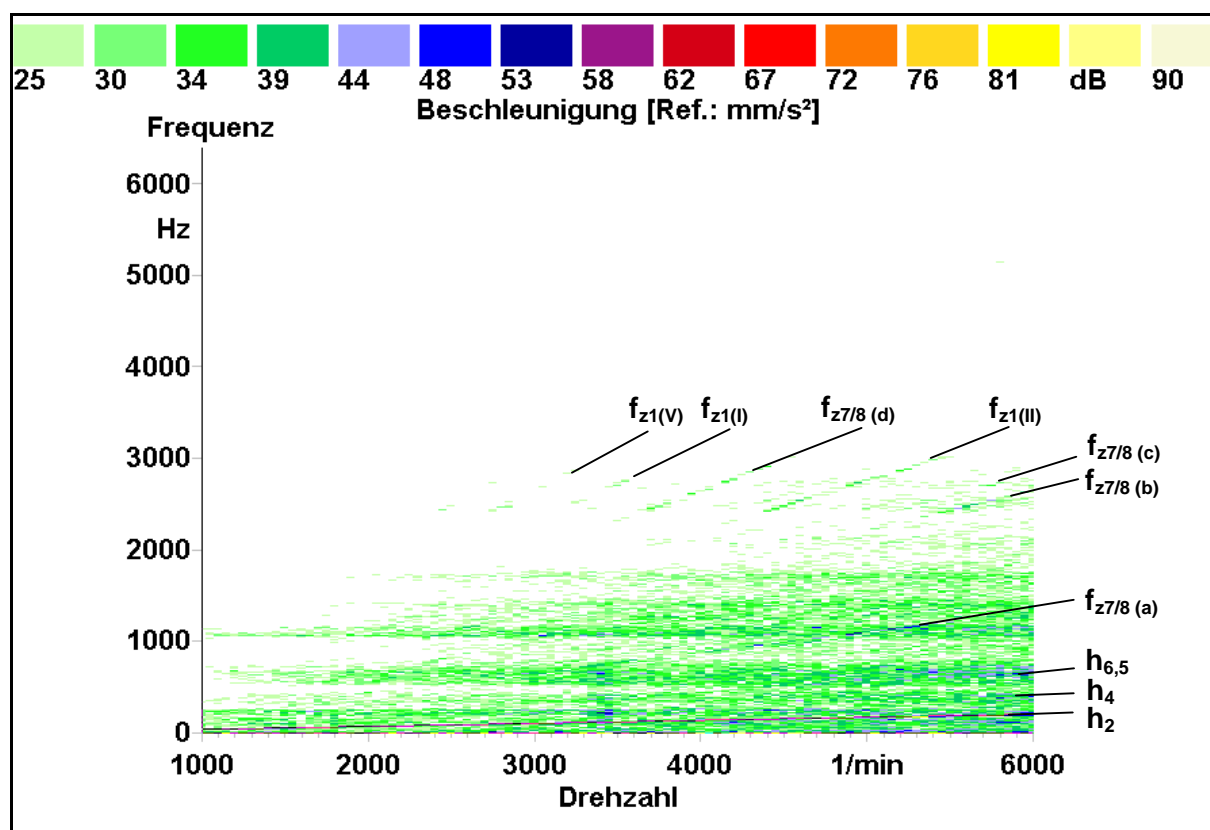
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$h_8$	8. harmonická otáček motoru	533 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)} a$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (1,5. harm.)	900 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	1329 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	1551 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)} a$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (6. harm.)	3103 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)} a$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)} b$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (6. harm.)	3600 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (8. harm.)	4137 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)} b$	řaditelný převod – V. stupeň (4. harm.)	4654 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (d)$	stálý převod (10. harm.)	5171 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (e)$	stálý převod (11. harm.)	5688 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)} b$	řaditelný převod – II. stupeň (6. harm.)	6400 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)} c$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V)} c$	řaditelný převod – V. stupeň (7. harm.)	4072 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	4533 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(II)} d$	řaditelný převod – II. stupeň (10. harm.)	5333 Hz při 2000 ot/min



Obr. 9 Šroub vpředu – rozjezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

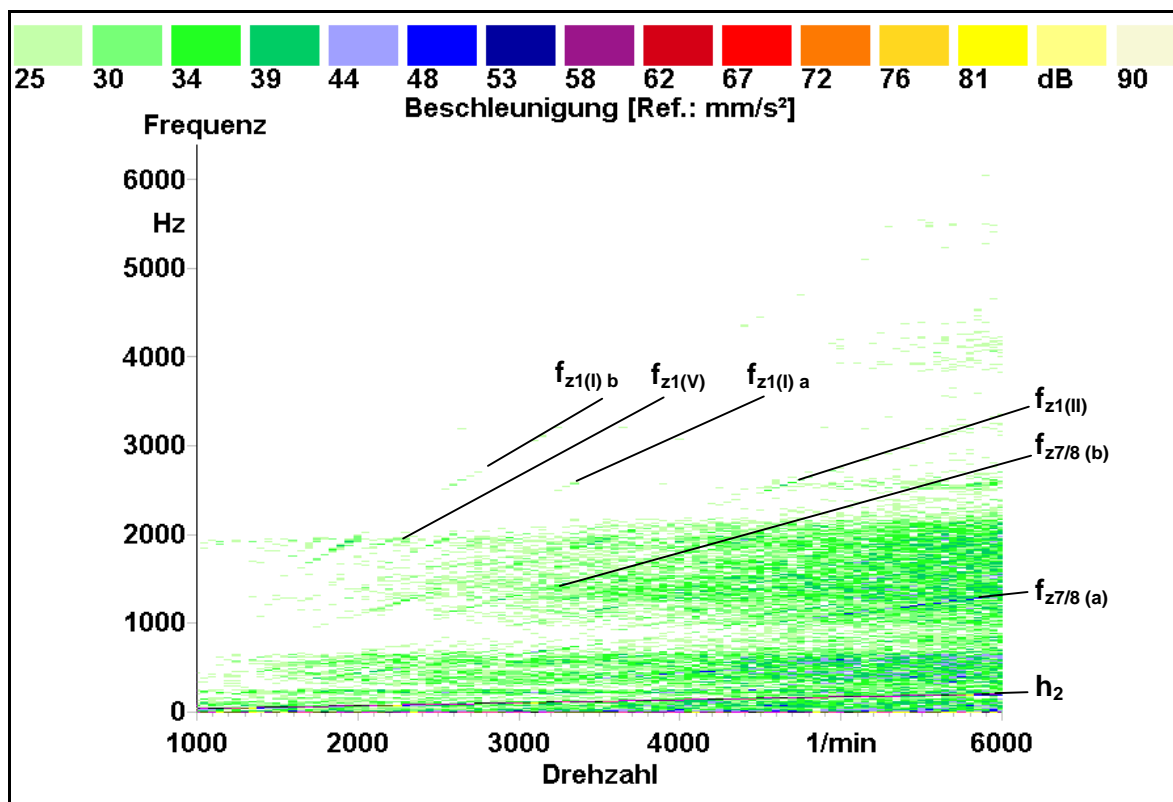
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{4,5}$	4,5. harmonická otáček motoru	300 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	443 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)}$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(l) (a)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(l) (b)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (6,5. harm.)	3900 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(l) (c)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	4800 Hz při 4000 ot/min



Obr. 10 Šroub vpředu – dojezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8,5. harm.)	1883 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min

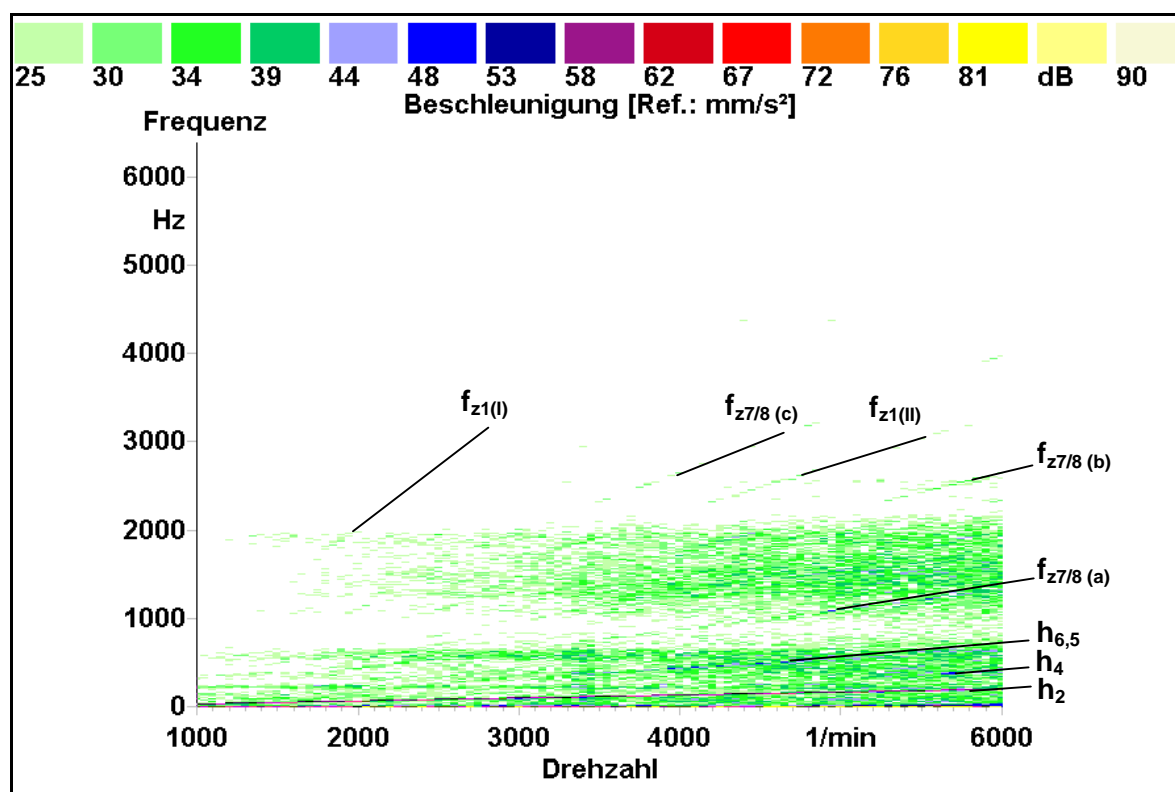


Obr. 11 Šroub vzadu – rozjezd při 2. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (6,5. harm.)	3900 Hz při 4000 ot/min

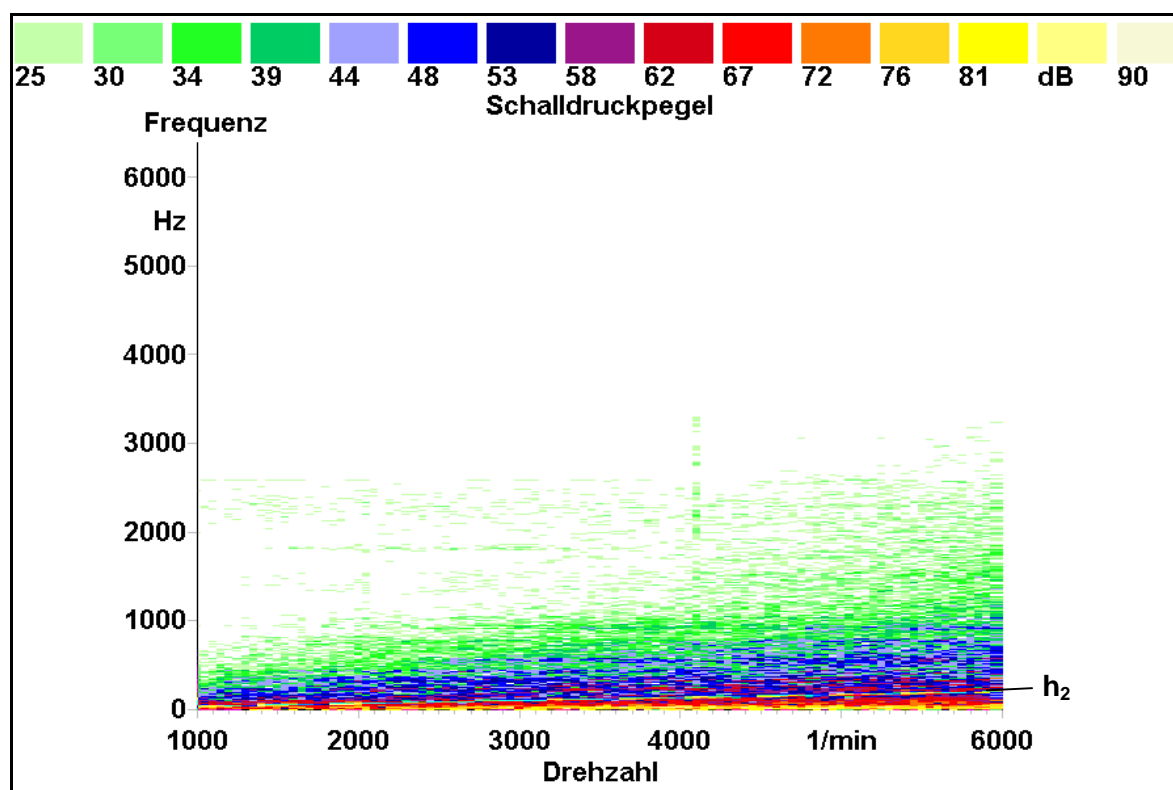




Obr. 12 Šroub vzadu – dojezd při 2. převodovém stupni

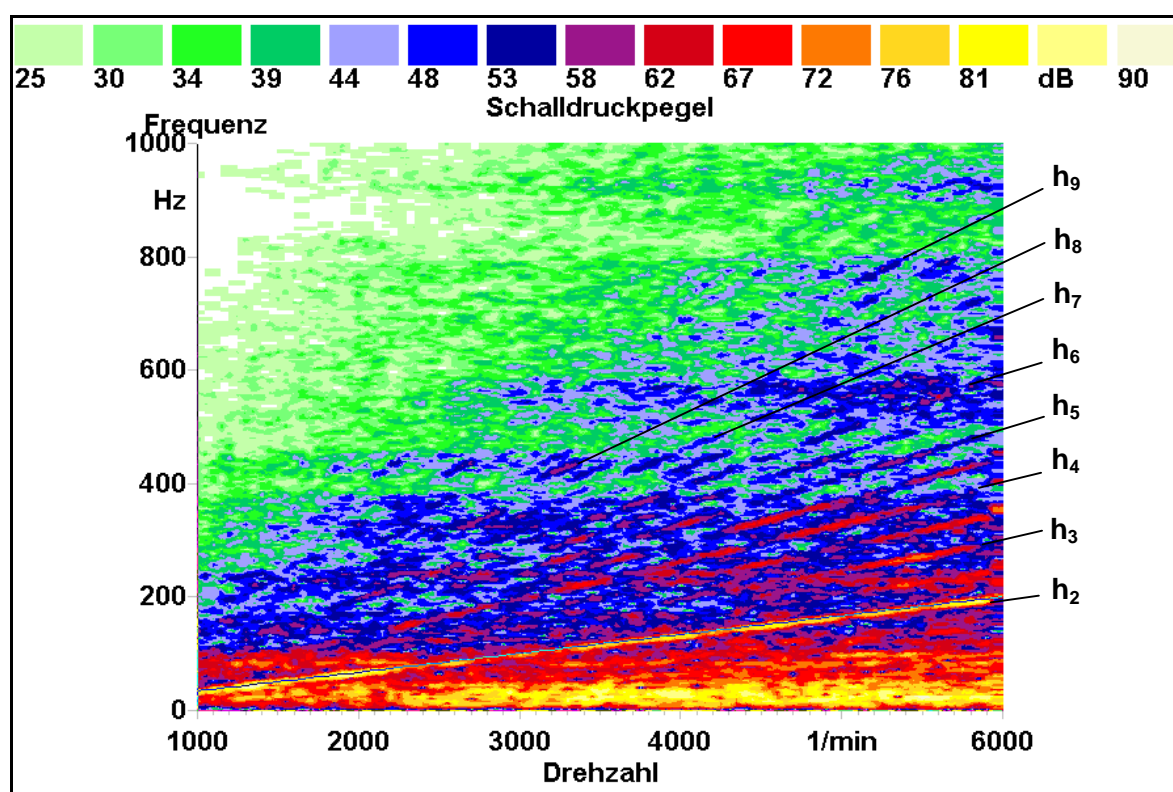
#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	886 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	1773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)}$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (12. harm.)	2659 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (6,5. harm.)	3900 Hz při 4000 ot/min

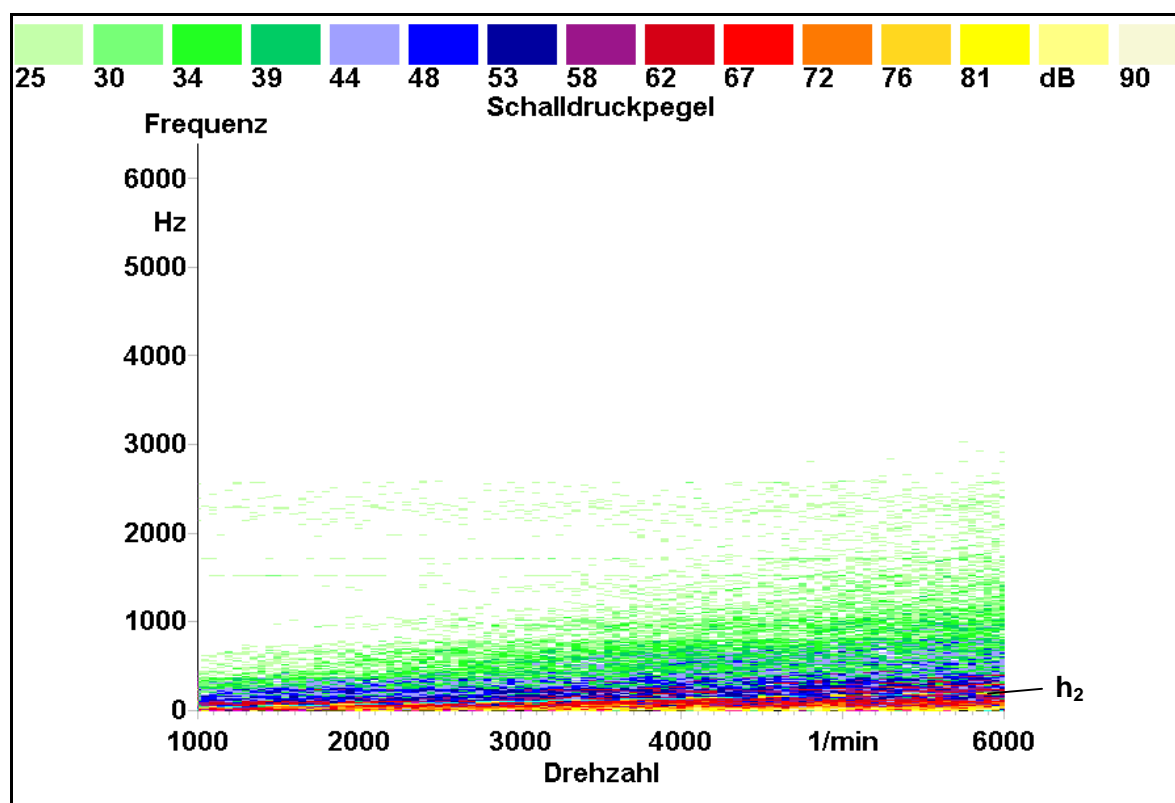


Obr. 13 Mikrofon – rozjezd při 2. převodovém stupni

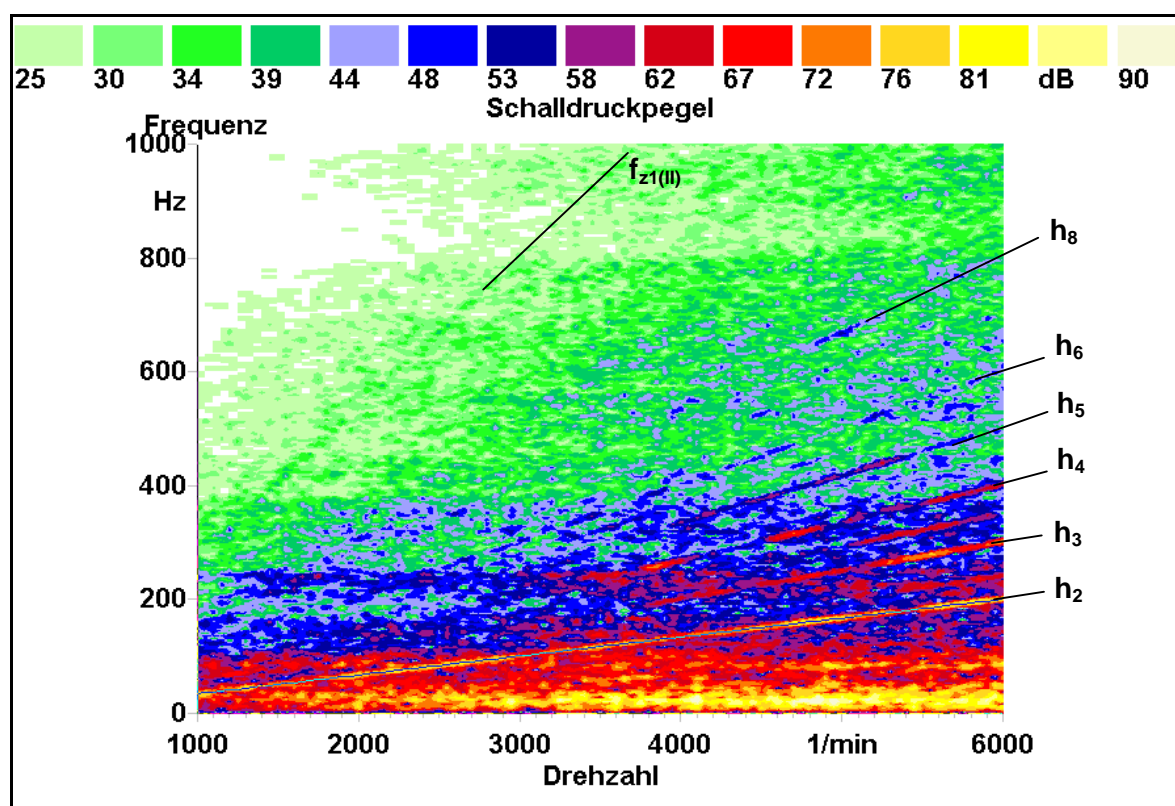
Pozn. Při otáčkách  $4100 \text{ min}^{-1}$  je znatelný přejezd přes nerovnost vozovky.



Obr. 14 Mikrofon – rozjezd při 2. převodovém stupni (0 – 1000 Hz)

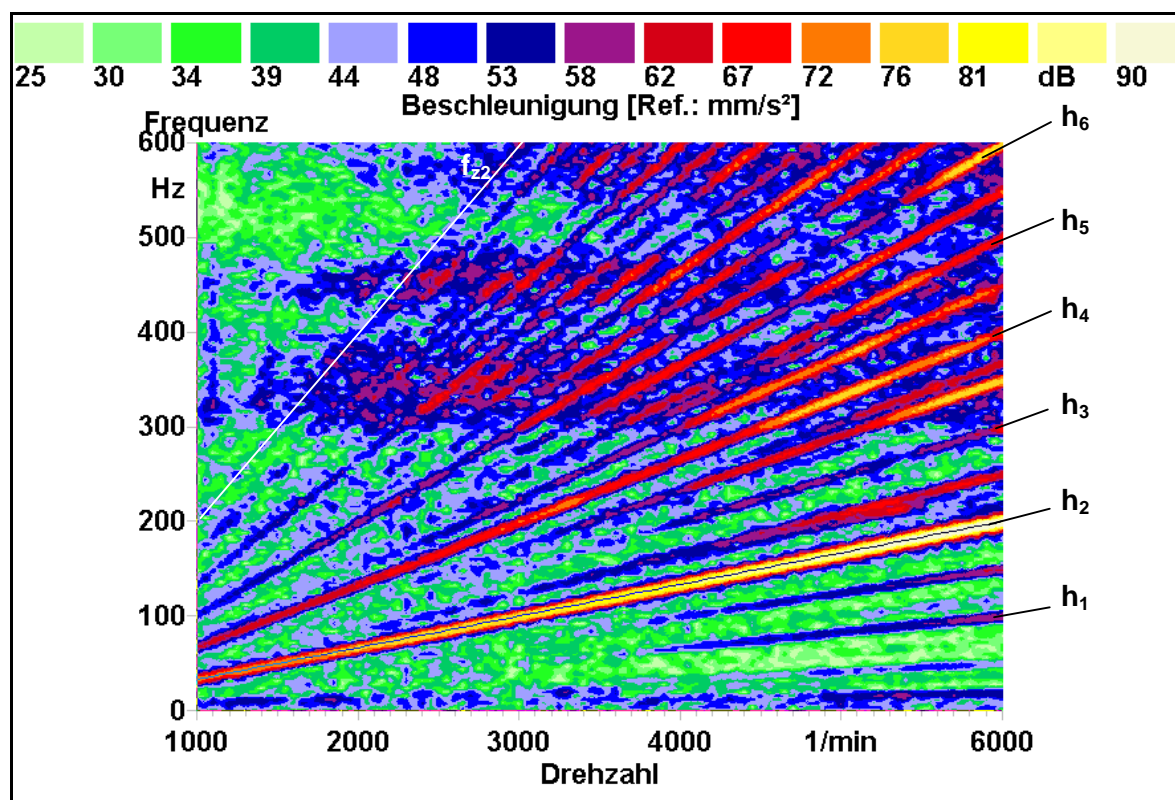


Obr. 15 Mikrofon – dojezd při 2. převodovém stupni

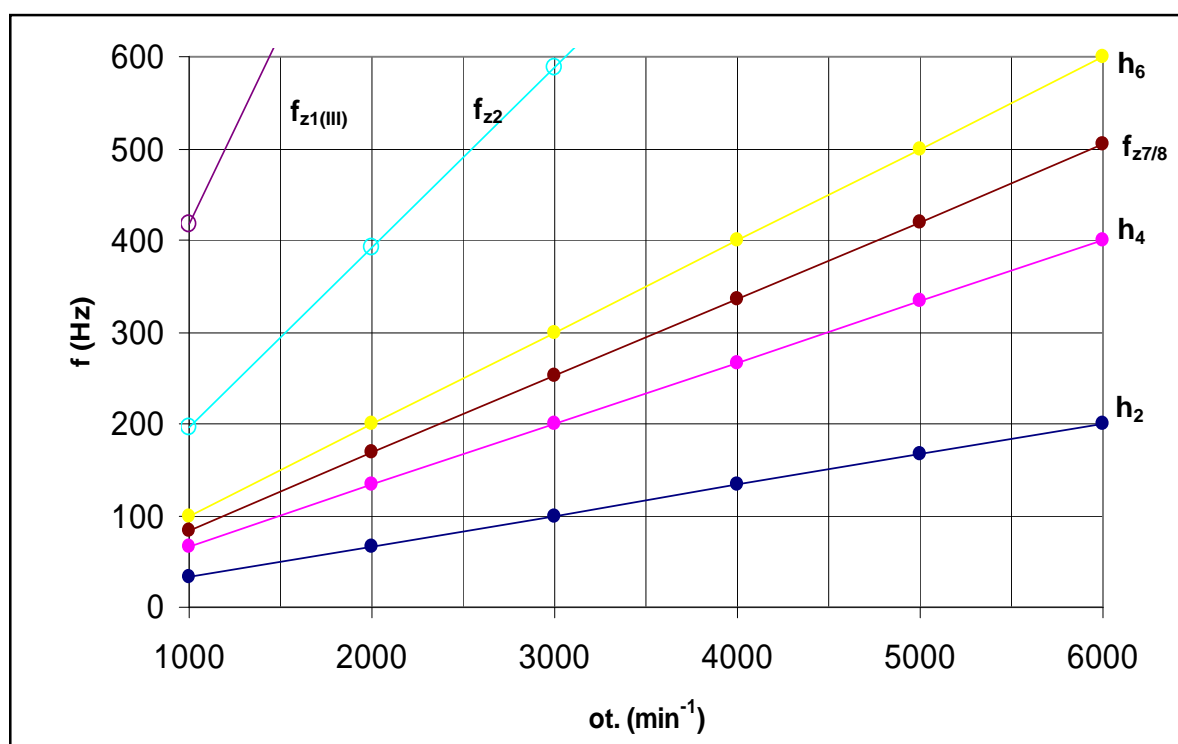


Obr. 16 Mikrofon – dojezd při 2. převodovém stupni (0 – 1000 Hz)

### III. převodový stupeň



Obr. 17 Přední rozvodovka – rozjezd při 3. převod. stupni (motorové frekvence)

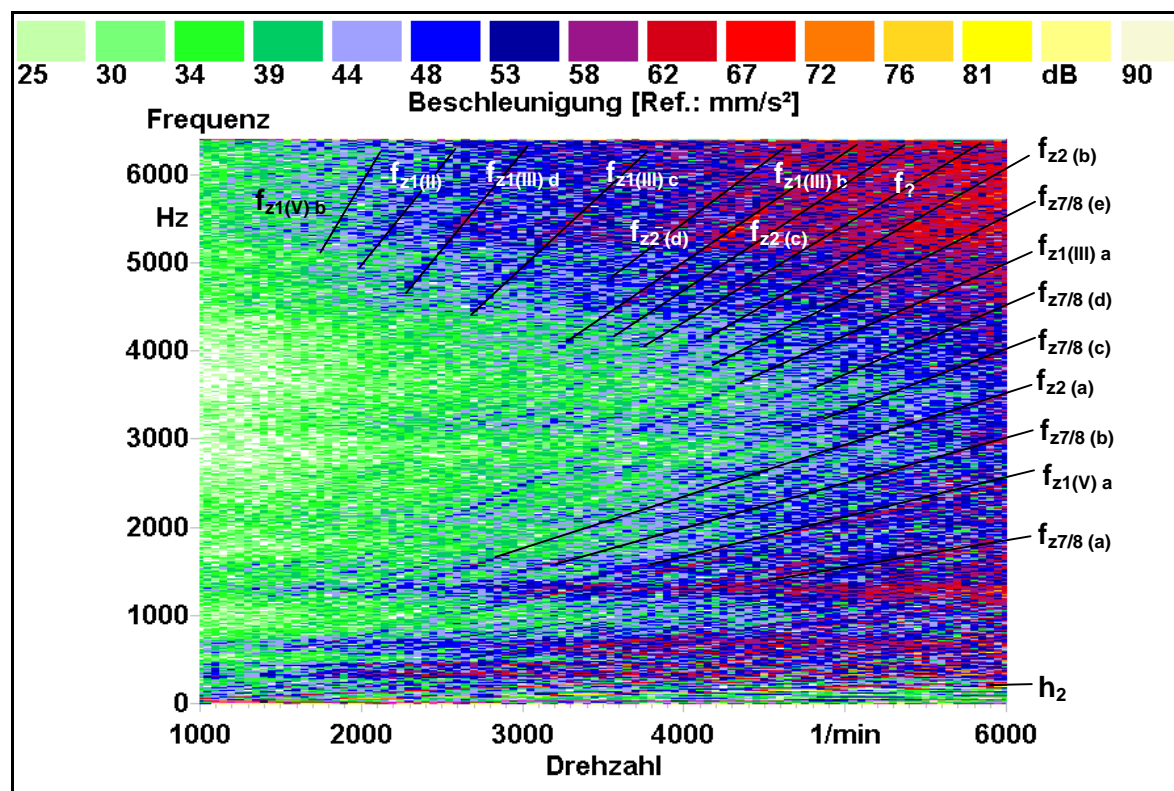


Obr. 18 Graf základních hledaných frekvencí při 3. převodovém stupni (graf je součástí programu „Frekvence.xls“)

## identifikace:

$h_{0,5}$	0,5. harmonická otáček motoru	33 Hz při 4000 ot/min
$h_1$	1. harmonická otáček motoru	66 Hz při 4000 ot/min
$h_{1,5}$	1,5. harmonická otáček motoru	100 Hz při 4000 ot/min
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{2,5}$	2,5. harmonická otáček motoru	166 Hz při 4000 ot/min
$h_3$	3. harmonická otáček motoru	200 Hz při 4000 ot/min
$h_{3,5}$	3,5. harmonická otáček motoru	233 Hz při 4000 ot/min
$h_{3,7}$	3,7. harmonická otáček motoru	246 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_{4,5}$	4,5. harmonická otáček motoru	300 Hz při 4000 ot/min
$h_{4,8}$	4,8. harmonická otáček motoru	320 Hz při 4000 ot/min
$h_5$	5. harmonická otáček motoru	333 Hz při 4000 ot/min
$h_{5,5}$	5,5. harmonická otáček motoru	366 Hz při 4000 ot/min
$h_6$	6. harmonická otáček motoru	400 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (1. harm.)	784 Hz při 4000 ot/min

rezonance v rozsahu 300 – 600 Hz

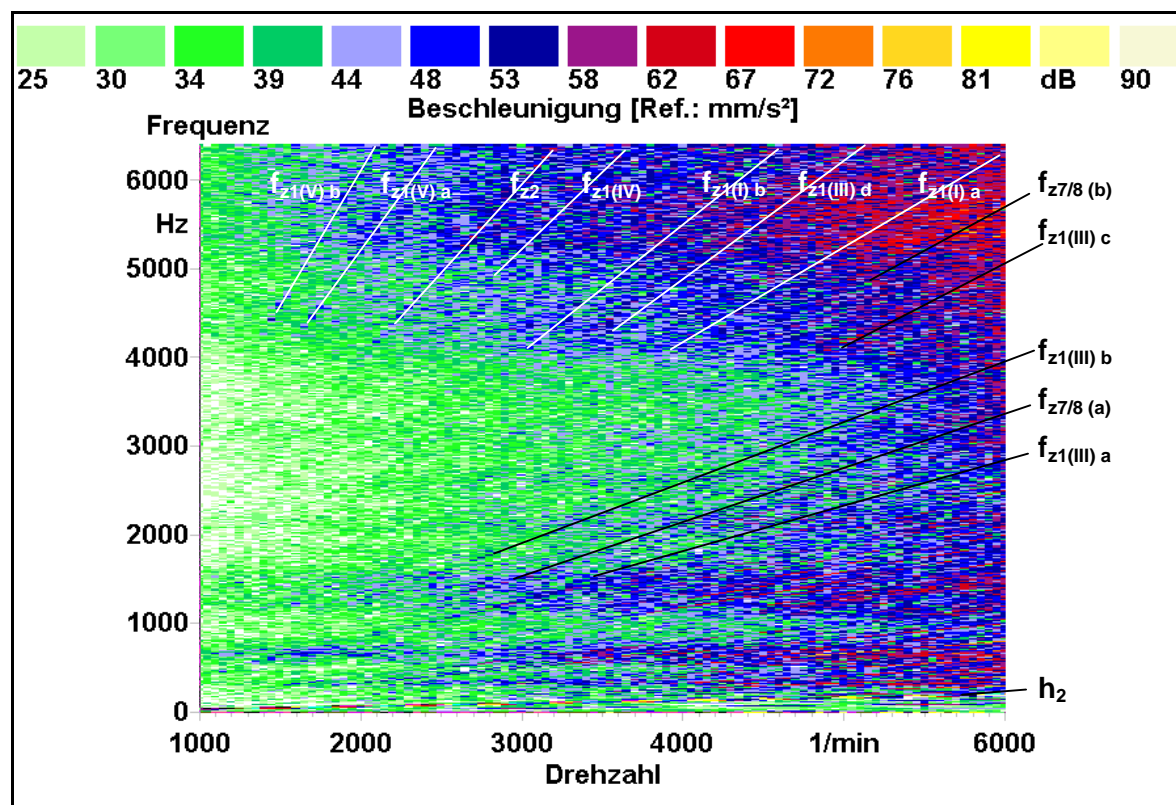




# identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (1. harm.)	1764 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3025 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (11. harm.)	3697 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	3921 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (6. harm.)	4705 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (3. harm.)	5000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (d)$	stálý převod (7. harm.)	5490 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – III. stupeň (4. harm.)	3333 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III) d}$	řaditelný převod – III. stupeň (5. harm.)	4166 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(II)}$	řaditelný převod – II. stupeň (9. harm.)	4800 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (7. harm.)	6176 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 0 – 1500 Hz a v oblasti nad 5000 Hz

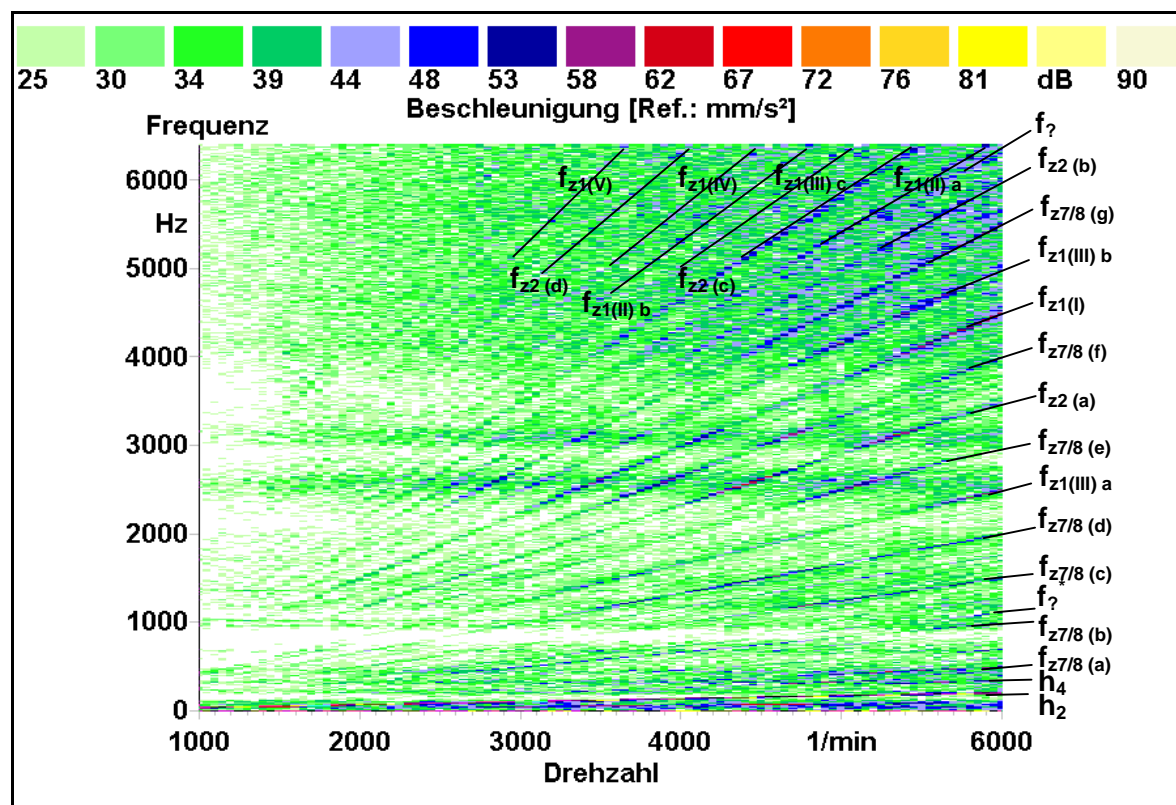


Obr. 20 Přední rozvodovka – dojezd při 3. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (1,5. harm.)	2500 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (11. harm.)	3697 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (7. harm.)	4200 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) d}$	řaditelný převod – III. stupeň (3. harm.)	5000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (10. harm.)	6000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (3. harm.)	3400 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (10. harm.)	3921 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (6. harm.)	5294 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (7. harm.)	6176 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 0 – 1500 Hz a v oblasti nad 5000 Hz

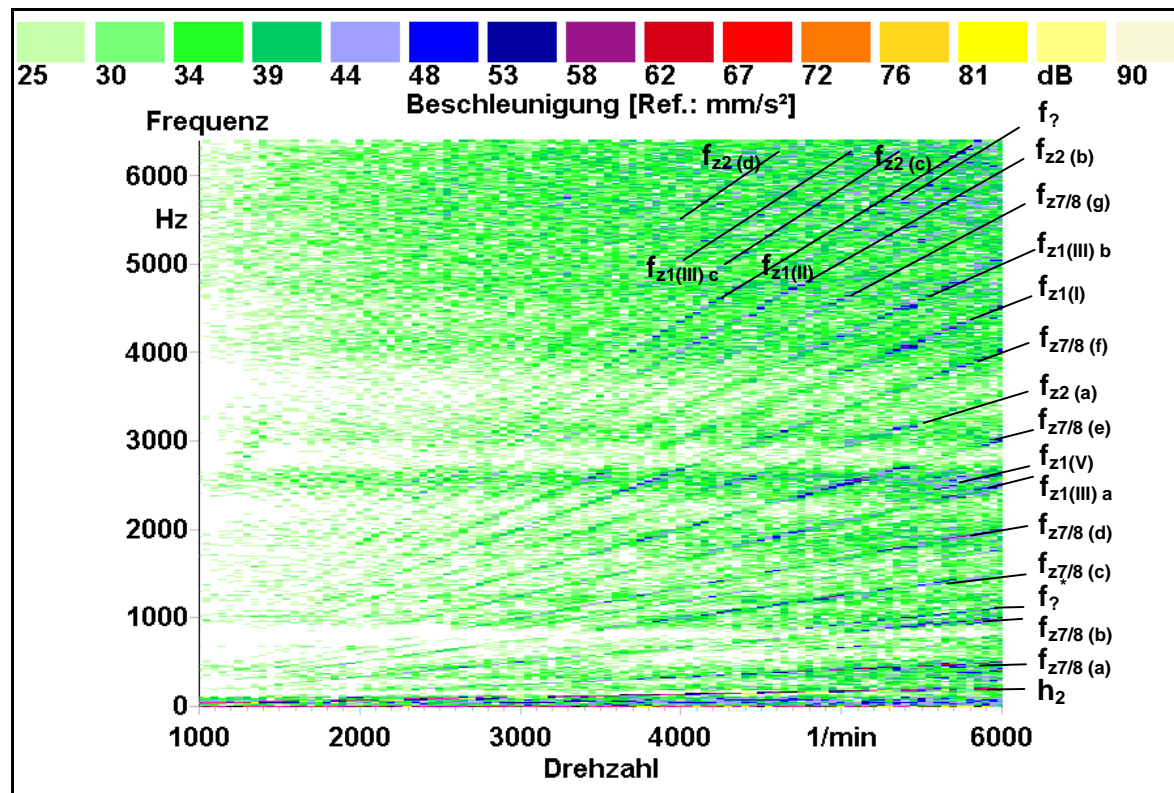


Obr. 21 Zadní rozvodovka – rozjezd při 3. převodovém stupni

## identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	336 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	672 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1008 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (f)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (g)$	kuželový převod vpředu / vzadu (11. harm.)	3697 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	3921 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (4. harm.)	4266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (6. harm.)	4705 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – III. stupeň (3. harm.)	5000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II) b}$	řaditelný převod – II. stupeň (5. harm.)	5333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2,5. harm.)	5666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (d)$	stálý převod (8. harm.)	3137 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (4. harm.)	3529 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 2500 – 3100 Hz



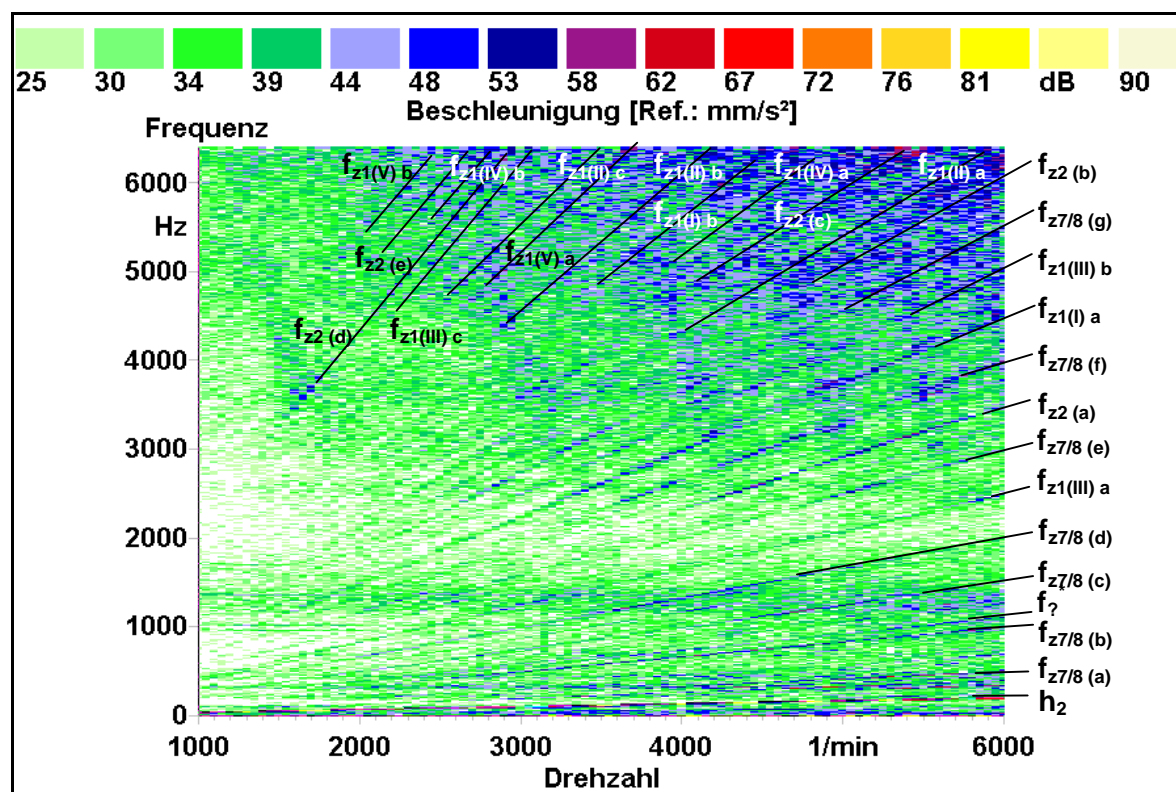
Obr. 22 Zadní rozvodovka – dojezd při 3. převodovém stupni



## identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	336 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu/vzadu (2. harm.)	672 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1008 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (1. harm.)	1764 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu/vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (f)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (g)$	kuželový převod vpředu / vzadu (11. harm.)	3697 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	3921 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – II. stupeň (4. harm.)	4266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (6. harm.)	4705 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – III. stupeň (3. harm.)	5000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (d)$	stálý převod (7. harm.)	5490 Hz při 4000 ot/min

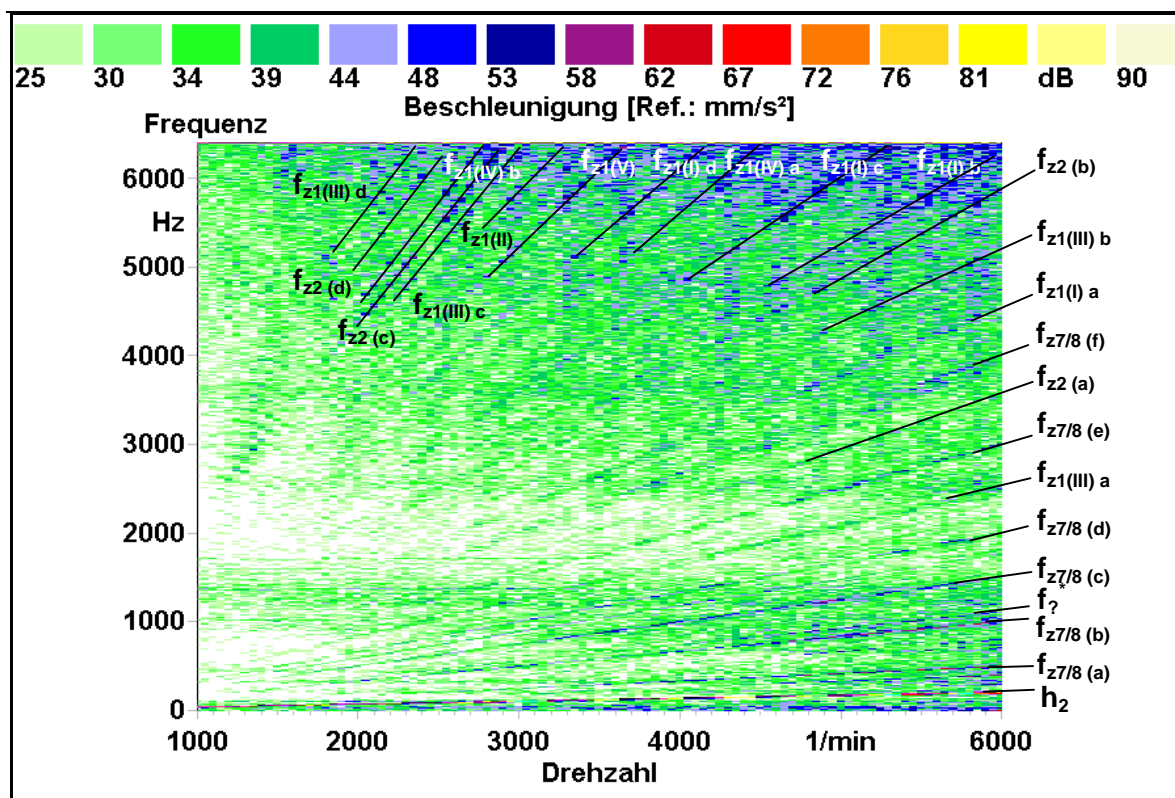
rezonance v oblasti kolem 2500 Hz



Obr. 23 Spojka Haldex – rozjezd při 3. převodovém stupni

## identifikace:

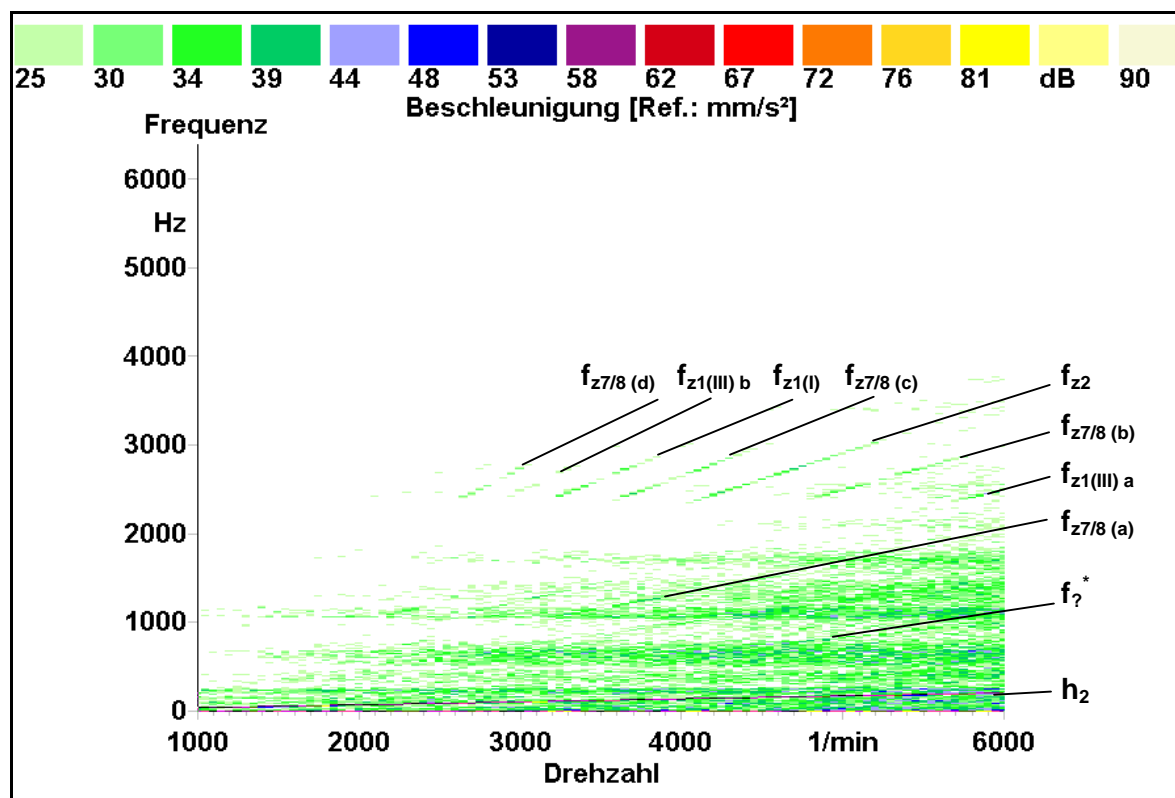
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	336 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu/vzadu (2. harm.)	672 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1008 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (f)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (g)$	kuželový převod vpředu / vzadu (11. harm.)	3697 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	3921 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (4. harm.)	4266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (6. harm.)	4705 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2,5. harm.)	5666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (10. harm.)	6000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – II. stupeň (6. harm.)	3200 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (4. harm.)	3529 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – III. stupeň (5. harm.)	4166 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2} (d)$	stálý převod (11. harm.)	4313 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	4533 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2} (e)$	stálý převod (12. harm.)	4705 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (6. harm.)	5294 Hz při 2000 ot/min



Obr. 24 Spojka Haldex – dojezd při 3. převodovém stupni

identifikace:

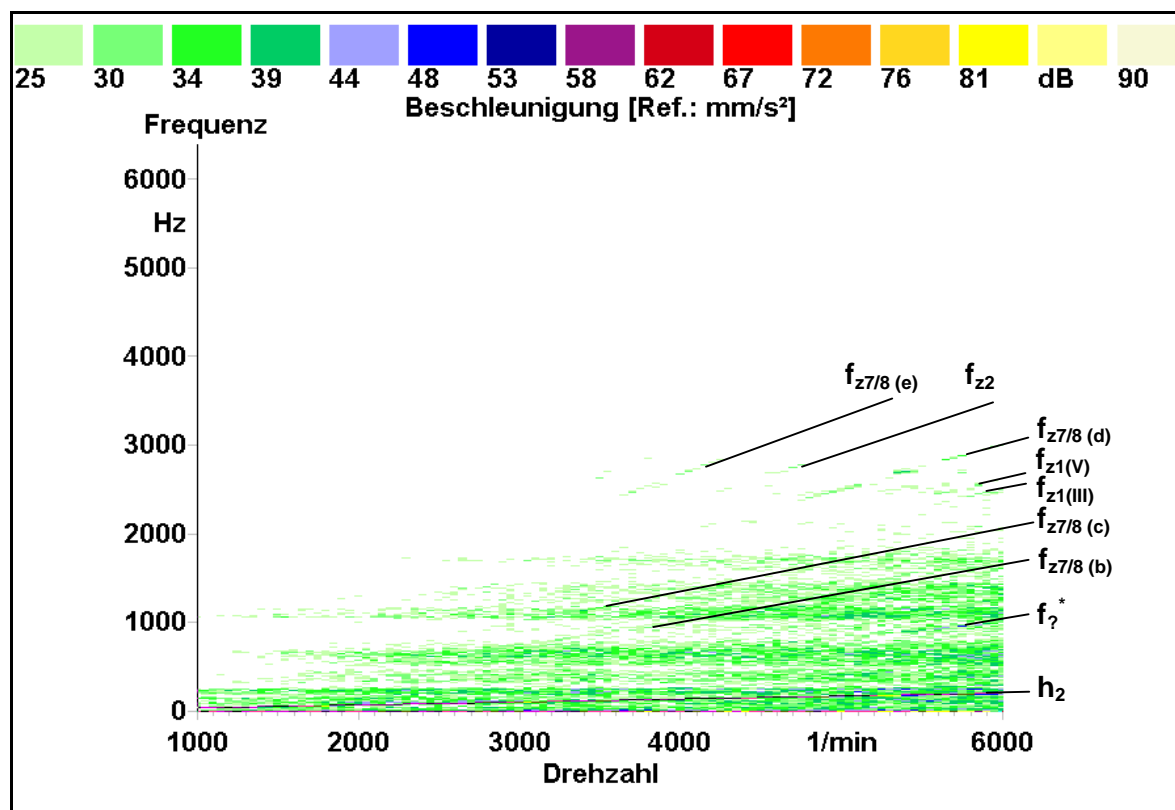
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	336 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	672 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu/vzadu (3. harm.)	1008 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu/vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu/vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (f)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	3921 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (7. harm.)	4200 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) c}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	4800 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2,5. harm.)	5666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I) d}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (10. harm.)	6000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (4. harm.)	3529 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(II)}$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – III. stupeň (5. harm.)	4166 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (11. harm.)	4313 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	4533 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2} (d)$	stálý převod (12. harm.)	4705 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III) d}$	řaditelný převod – III. stupeň (6. harm.)	5000 Hz při 2000 ot/min



Obr. 25 Šroub vpředu – rozjezd při 3. převodovém stupni

identifikace:

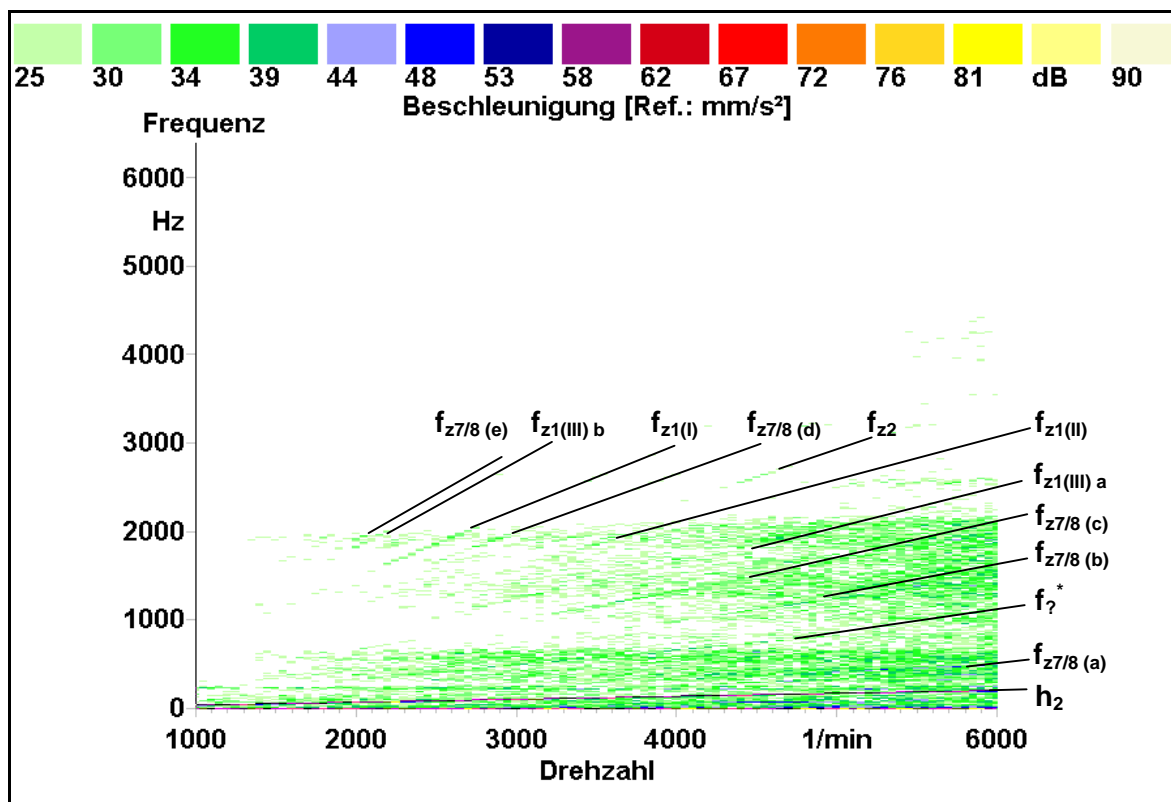
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod v předu / v zadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)b}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu/vzadu (11. harm.)	3697 Hz při 4000 ot/min



Obr. 26 Šroub vpředu – dojezd při 3. převodovém stupni

#### identifikace:

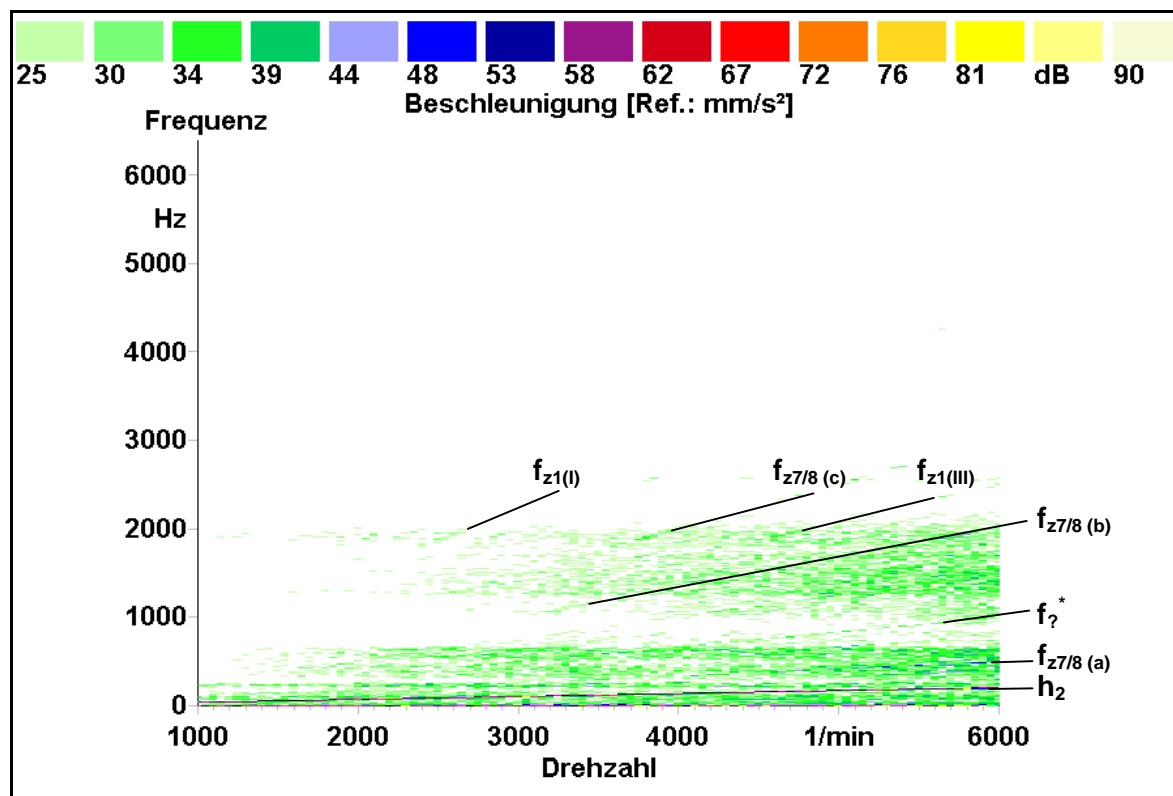
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1008 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (1. harm.)	1764 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(e)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min



Obr. 27 Šroub vzadu - rozjezd při 3. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	336 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1008 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)}$	řaditelný převod – II. stupeň (2. harm.)	2133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (3. harm.)	2352 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	2689 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (2. harm.)	3333 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (11. harm.)	3697 Hz při 4000 ot/min

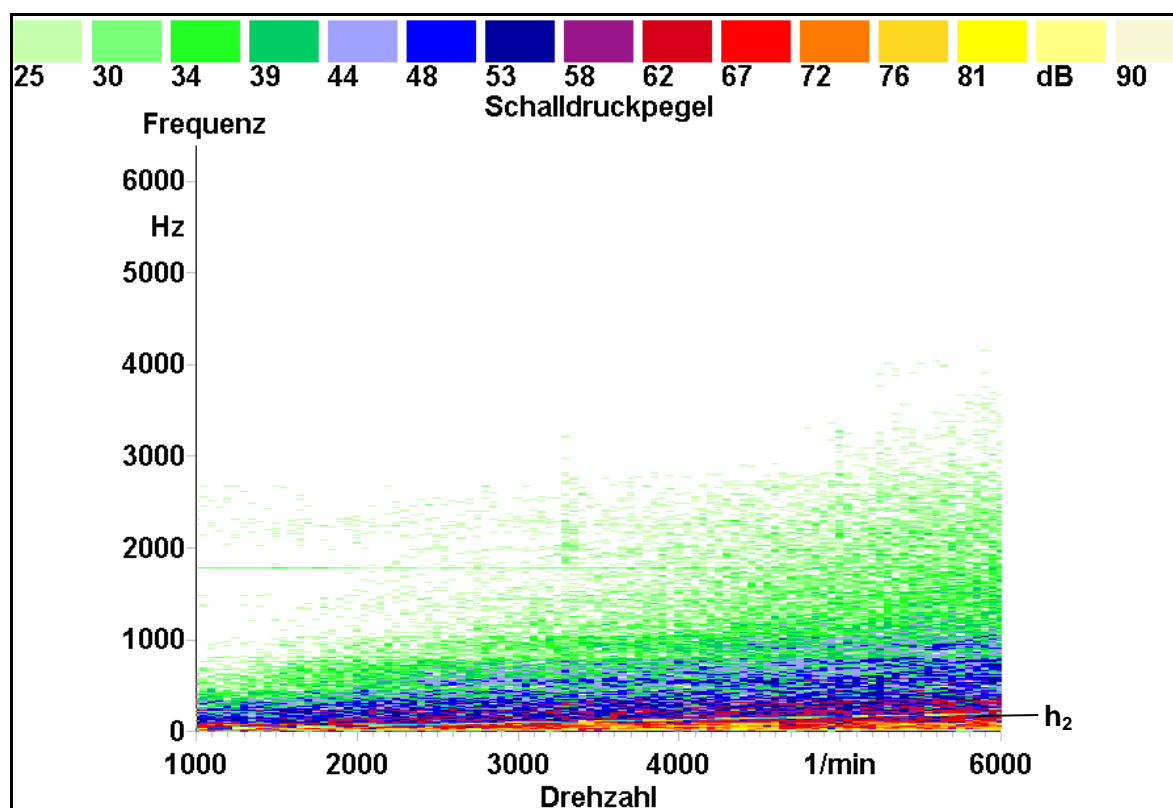


Obr. 28 Šroub vzadu – dojezd při 3. převodovém stupni

#### identifikace:

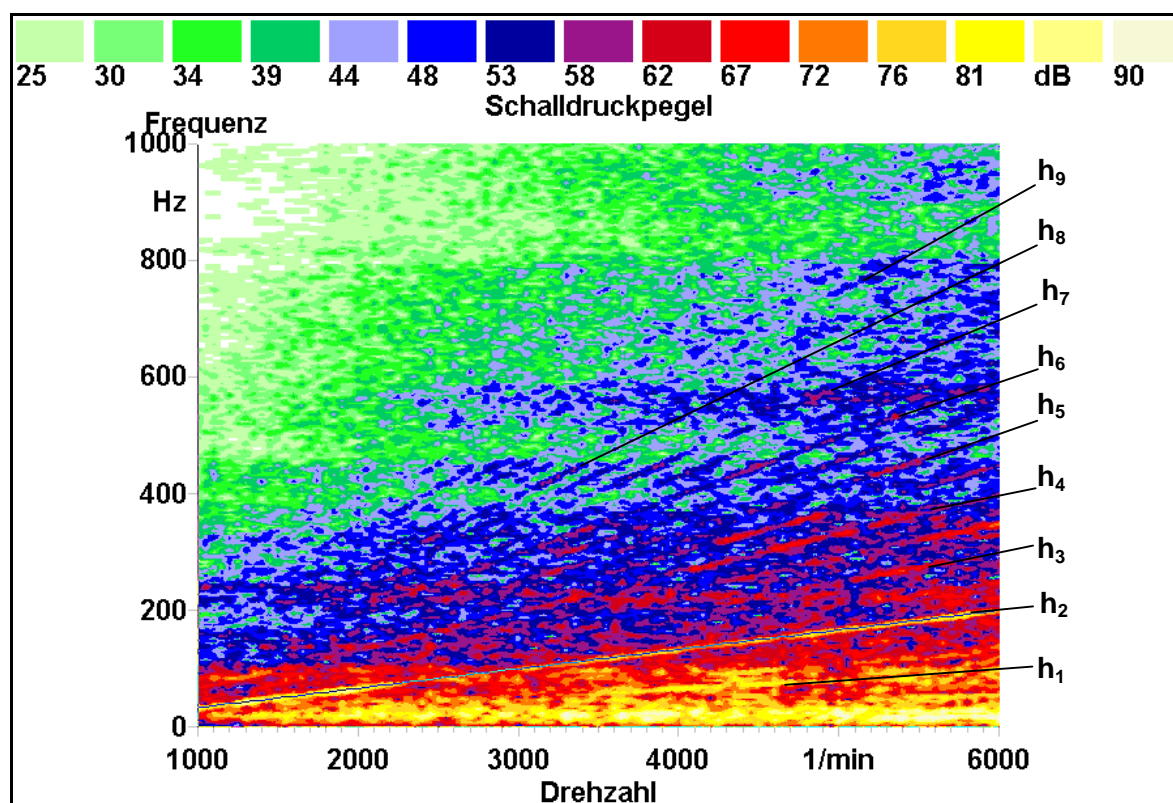
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	336 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1344 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (1. harm.)	1666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2016 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min



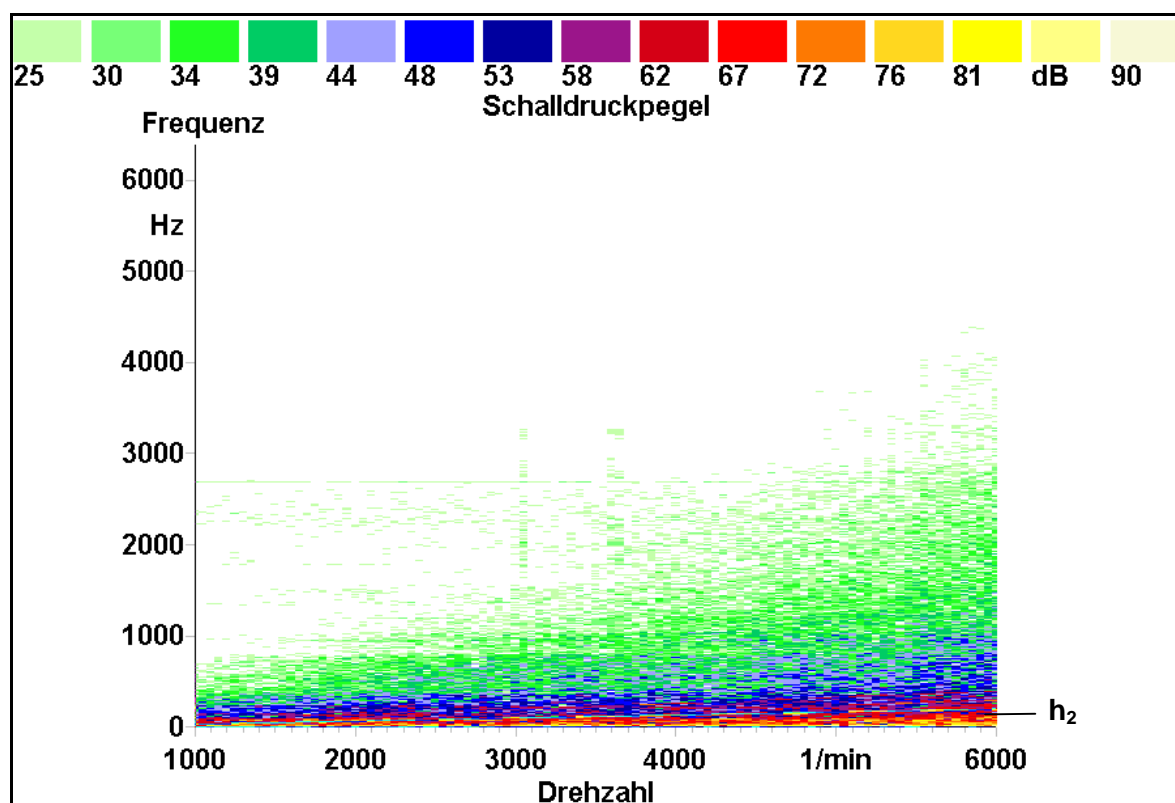


Obr. 29 Mikrofon – rozjezd při 3. převodovém stupni

Pozn. Při otáčkách  $3300 \text{ min}^{-1}$  je z obrázku znatelný přejezd přes nerovnost vozovky.

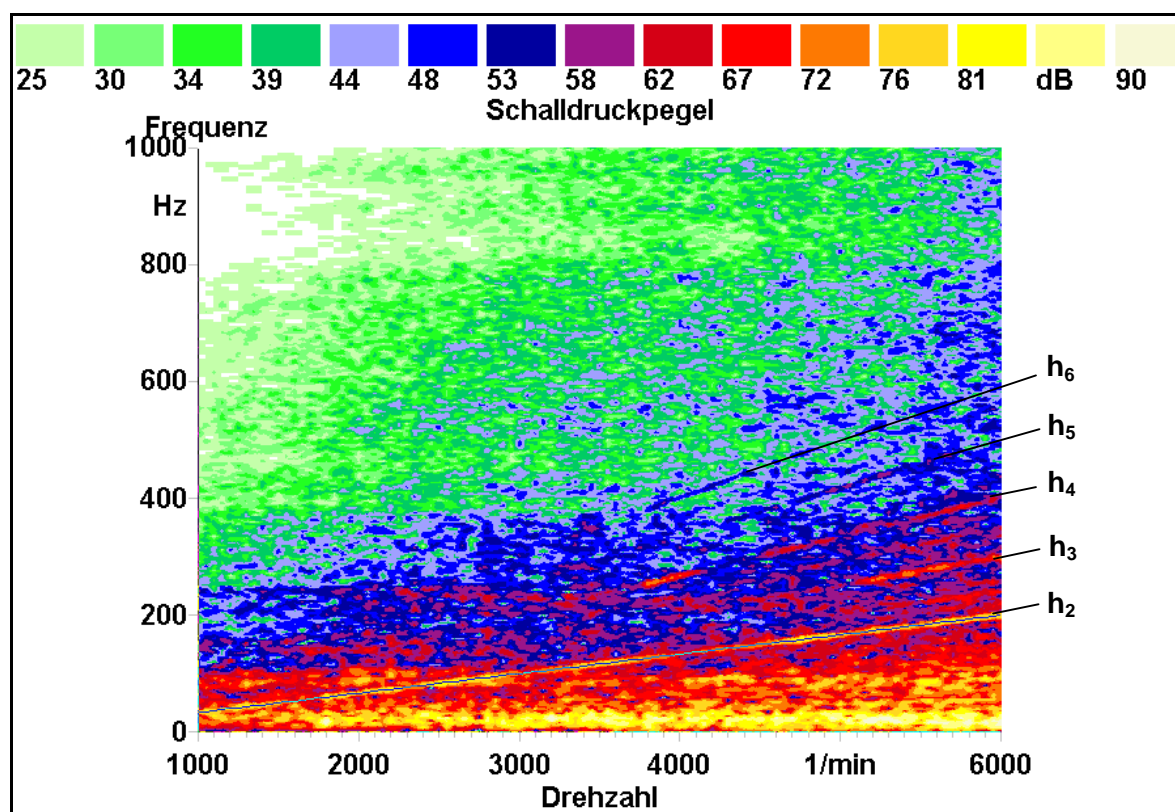


Obr. 30 Mikrofon – rozjezd při 3. převodovém stupni (0 – 1000 Hz)



Obr. 31 Mikrofon – dojezd při 3. převodovém stupni

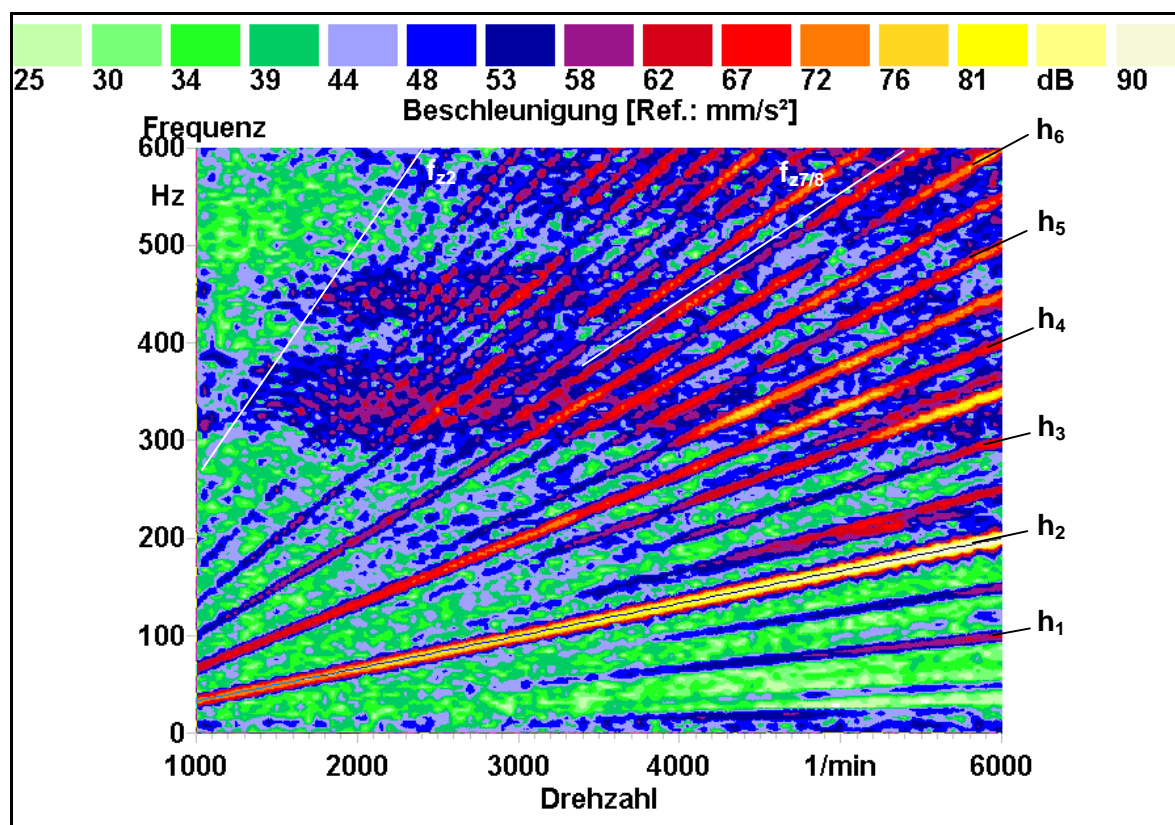
Pozn. Při otáčkách  $3050 \text{ min}^{-1}$  a  $3650 \text{ min}^{-1}$  je viditelný přejezd přes nerovnost vozovky.



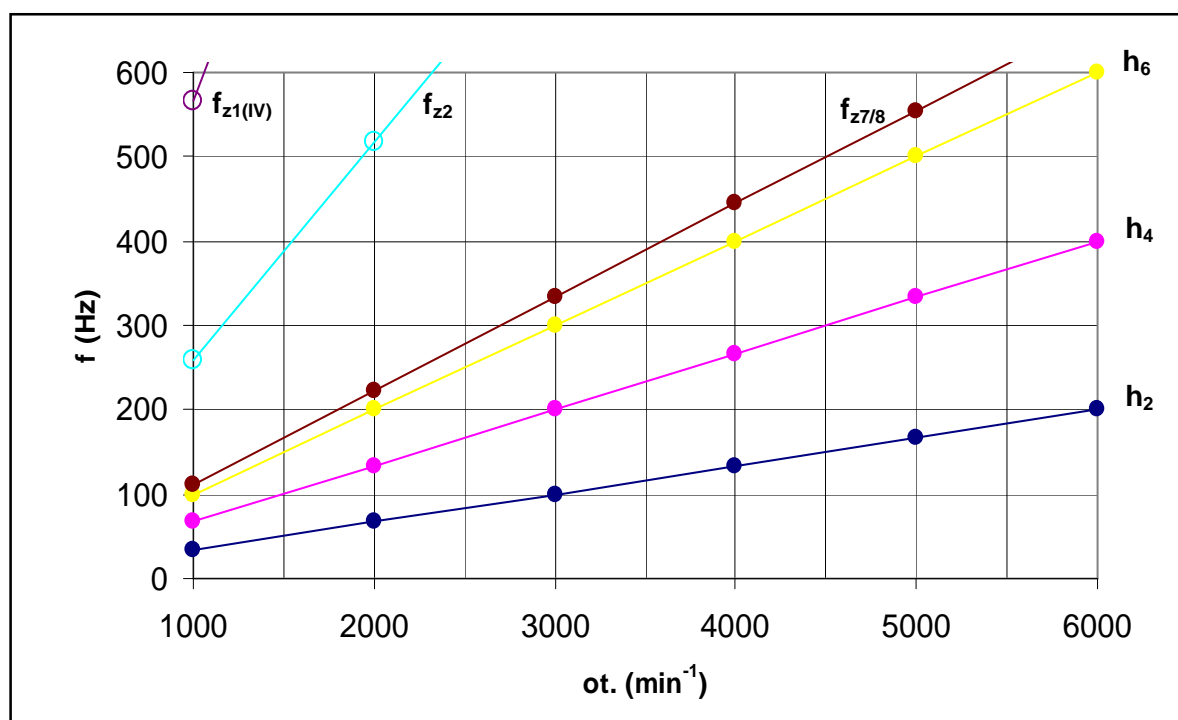
Obr. 32 Mikrofon – dojezd při 3. převodovém stupni (0 – 1000 Hz)



#### IV. převodový stupeň



Obr. 33 Přední rozvodovka – rozjezd při 4. převod. stupni (motorové frekvence)



Obr. 34 Graf základních hledaných frekvencí při 4. převodovém stupni (graf je součástí programu „Frekvence.xls“)

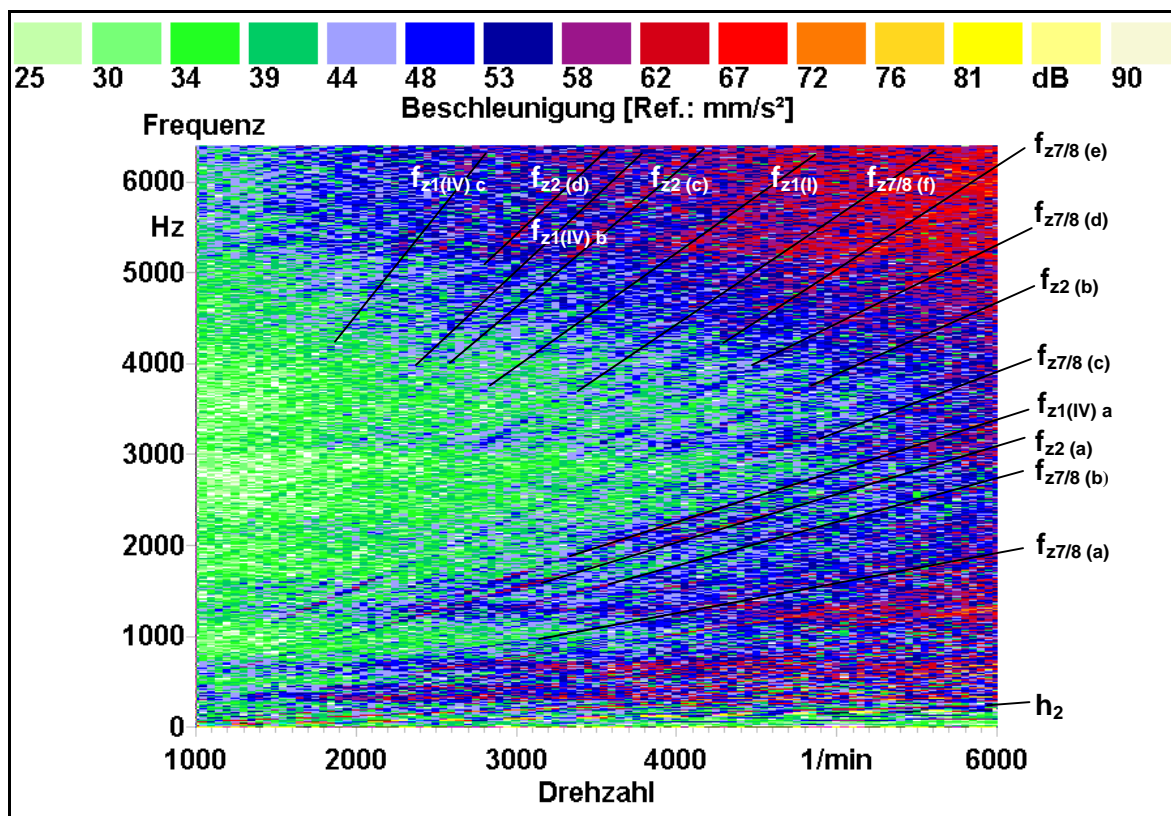
---

**identifikace:**

$h_{0,5}$	0,5. harmonická otáček motoru	33 Hz při 4000 ot/min
$h_1$	1. harmonická otáček motoru	66 Hz při 4000 ot/min
$h_{1,5}$	1,5. harmonická otáček motoru	100 Hz při 4000 ot/min
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{2,3}$	2,3. harmonická otáček motoru	153 Hz při 4000 ot/min
$h_{2,5}$	2,5. harmonická otáček motoru	166 Hz při 4000 ot/min
$h_3$	3. harmonická otáček motoru	200 Hz při 4000 ot/min
$h_{3,5}$	3,5. harmonická otáček motoru	233 Hz při 4000 ot/min
$h_{3,7}$	3,7. harmonická otáček motoru	246 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_{4,5}$	4,5. harmonická otáček motoru	300 Hz při 4000 ot/min
$h_5$	5. harmonická otáček motoru	333 Hz při 4000 ot/min
$h_{5,5}$	5,5. harmonická otáček motoru	366 Hz při 4000 ot/min
$h_6$	6. harmonická otáček motoru	400 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8}$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	444 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (1. harm.)	1036 Hz při 4000 ot/min

rezonance v oblasti 300 – 600 Hz

---

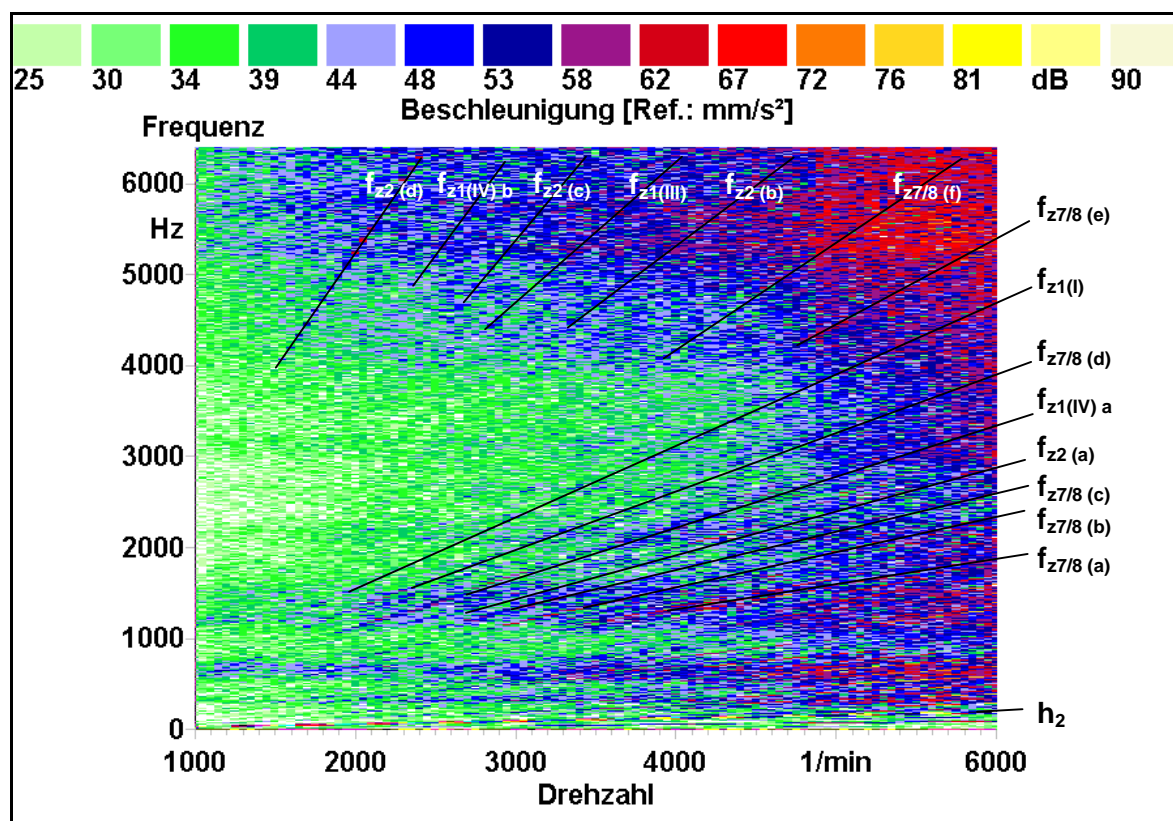


Obr. 35 Přední rozvodovka – rozjezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1332 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(a)}$	stálý převod (2. harm.)	2072 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(b)}$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(e)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(f)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (10. harm.)	4440 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	4800 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(c)}$	stálý převod (6. harm.)	6217 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (3. harm.)	3400 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2(d)}$	stálý převod (7. harm.)	3626 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) c}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	4533 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 0 – 1500 Hz a v oblasti nad 5000 Hz

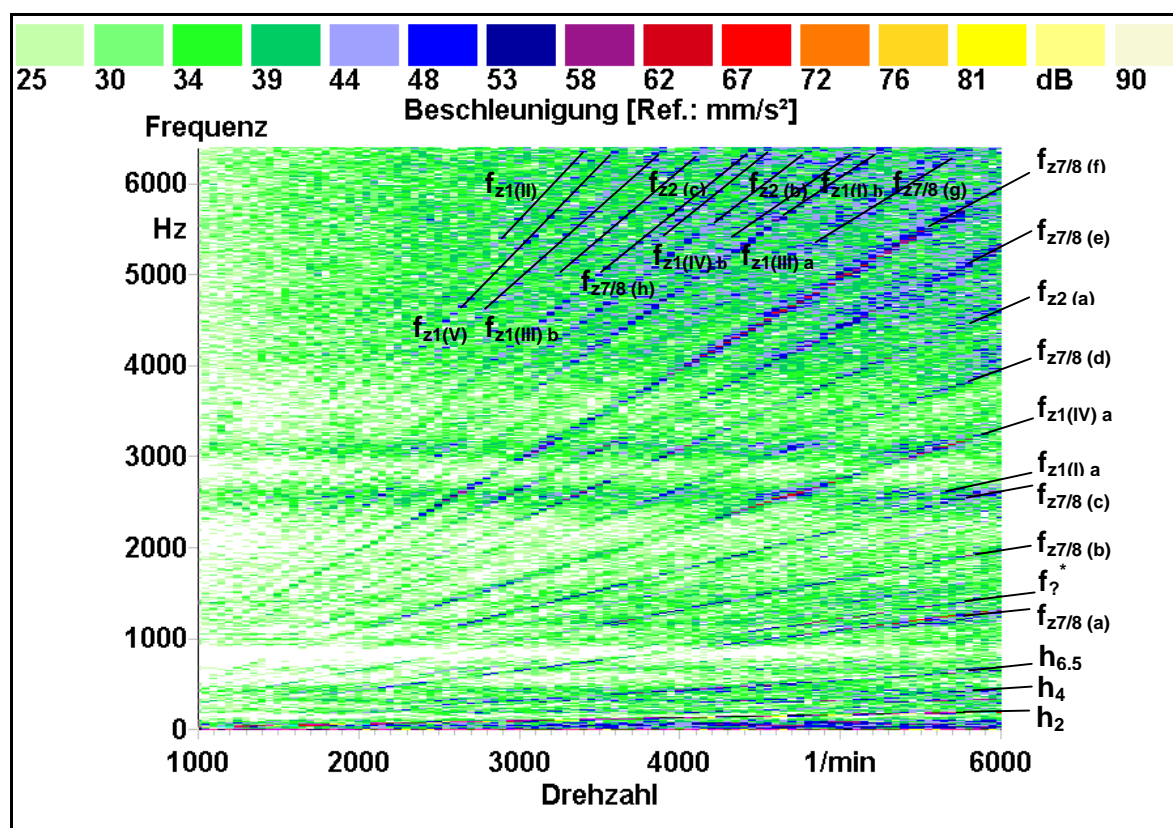


Obr. 36 Přední rozvodovka – dojezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1332 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3,5. harm.)	1554 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (2. harm.)	2072 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (5. harm.)	3000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (f)$	kuželový převod vpředu / vzadu (10. harm.)	4440 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	5180 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (4. harm.)	3333 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (7. harm.)	3626 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (3,5. harm.)	3966 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2} (d)$	stálý převod (10. harm.)	5180 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 0 – 1500 Hz a v oblasti nad 5000 Hz



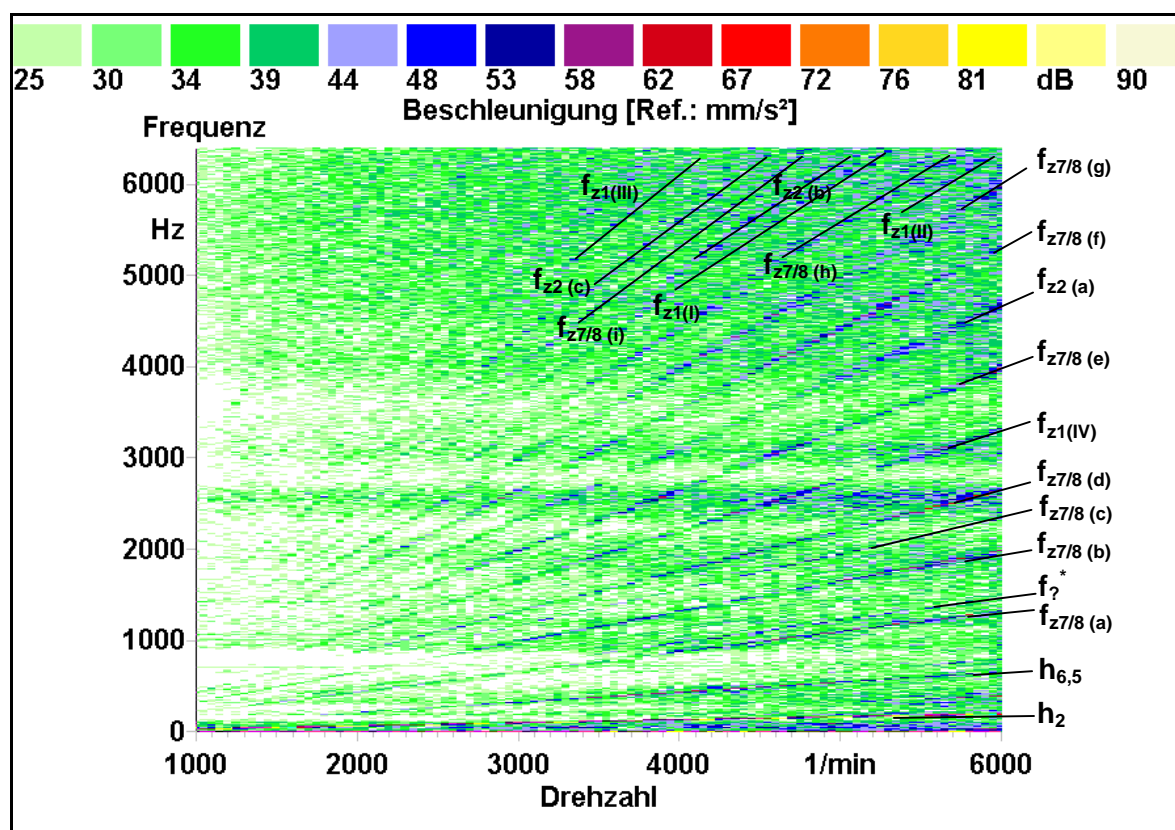
Obr. 37 Zadní rozvodovka – rozjezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1332 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (3. harm.)	1800 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(a)}$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(e)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(f)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(g)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (10. harm.)	4440 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(II)b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	4800 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)a}$	řaditelný převod – III. stupeň (3. harm.)	5000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(b)}$	stálý převod (5. harm.)	5180 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2,5. harm.)	5666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(h)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (13. harm.)	5773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(c)}$	stálý převod (6. harm.)	6217 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)b}$	řaditelný převod – III. stupeň (4. harm.)	3333 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(V)}$	řaditelný převod – V. stupeň (3. harm.)	3497 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(II)}$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min

rezonance v oblasti 2500 – 3100 Hz



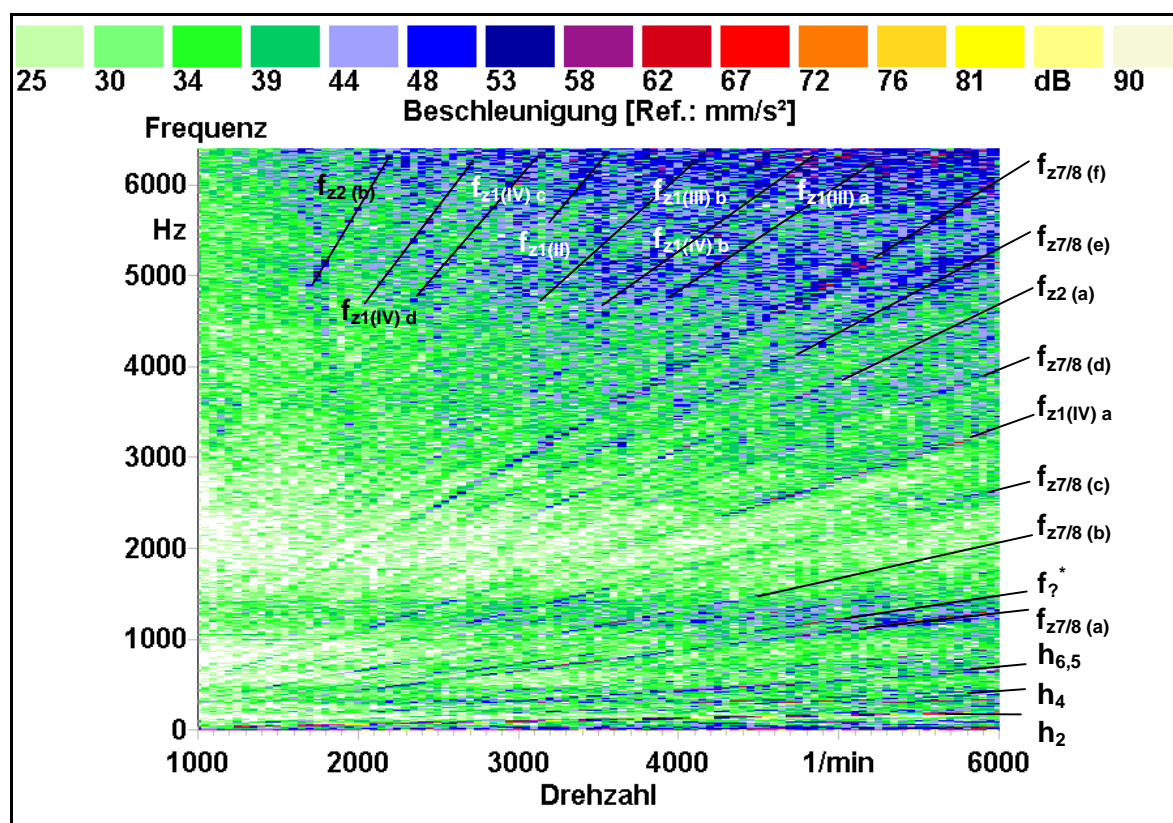


Obr. 38 Zadní rozvodovka – dojezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1332 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3,5. harm.)	1554 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (f)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (g)$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – II. stupeň (4. harm.)	4266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (h)$	kuželový převod vpředu / vzadu (10. harm.)	4440 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	4800 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	5180 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (i)$	kuželový převod vpředu / vzadu (13. harm.)	5773 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (c)$	stálý převod (6. harm.)	6217 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (4. harm.)	3333 Hz při 2000 ot/min

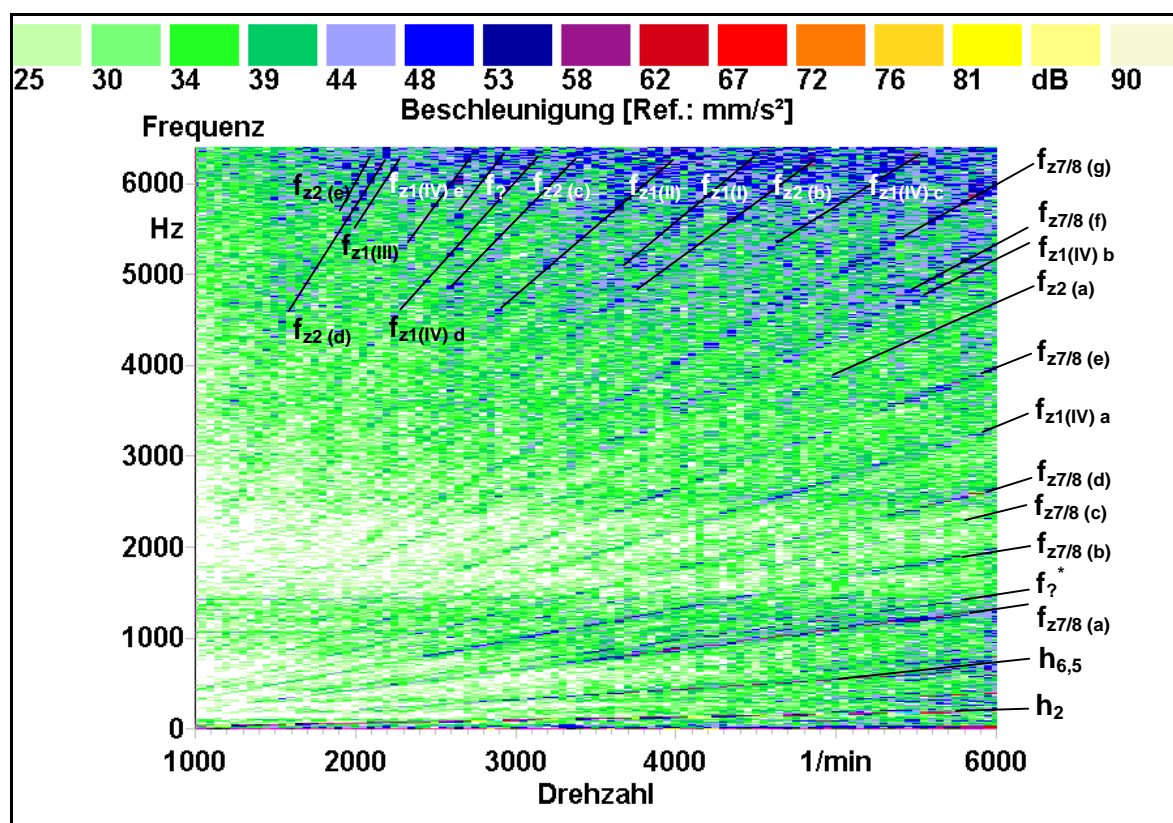
rezonance v oblasti 2500 – 3100 Hz



Obr. 39 Spojka Haldex – rozjezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_4$	4. harmonická otáček motoru	266 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1332 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2} (a)$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (f)$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (3. harm.)	5000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2,5. harm.)	5666 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (4. harm.)	3333 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(II)}$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	3733 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) c}$	řaditelný převod – IV. stupeň (3,5. harm.)	3966 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) d}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	4533 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2} (b)$	stálý převod (11. harm.)	5699 Hz při 2000 ot/min

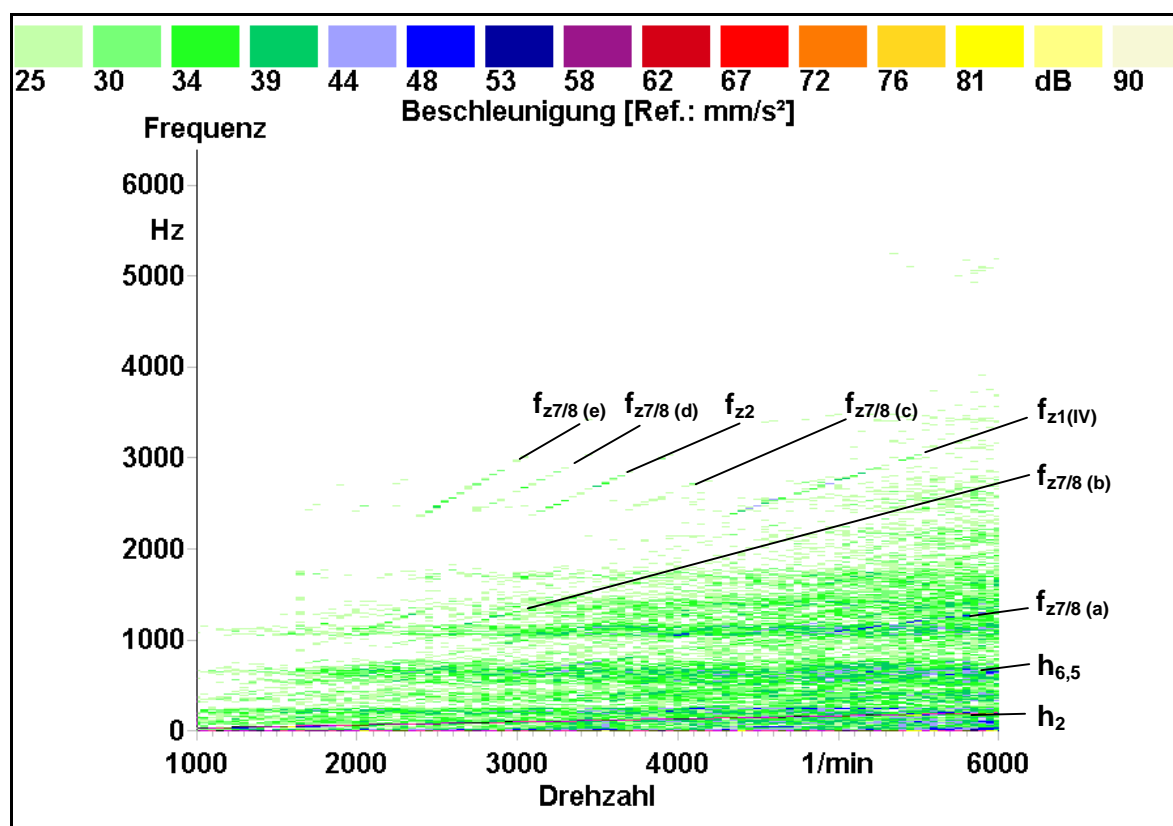


Obr. 40 Spojka Haldex – dojezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1332 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (3,5. harm.)	1554 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(e)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(a)}$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1,5. harm.)	3400 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(f)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8(g)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV) c}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2. harm.)	4533 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2(b)}$	stálý převod (5. harm.)	5180 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (10. harm.)	6000 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – II. stupeň (6. harm.)	3200 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2(c)}$	stálý převod (7. harm.)	3626 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) d}$	řaditelný převod – IV. stupeň (3,5. harm.)	3966 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(IV) e}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	4533 Hz při 2000 ot/min
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (6,5. harm.)	5416 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2(d)}$	stálý převod (11. harm.)	5699 Hz při 2000 ot/min
$f_{z2(e)}$	stálý převod (12. harm.)	6217 Hz při 2000 ot/min

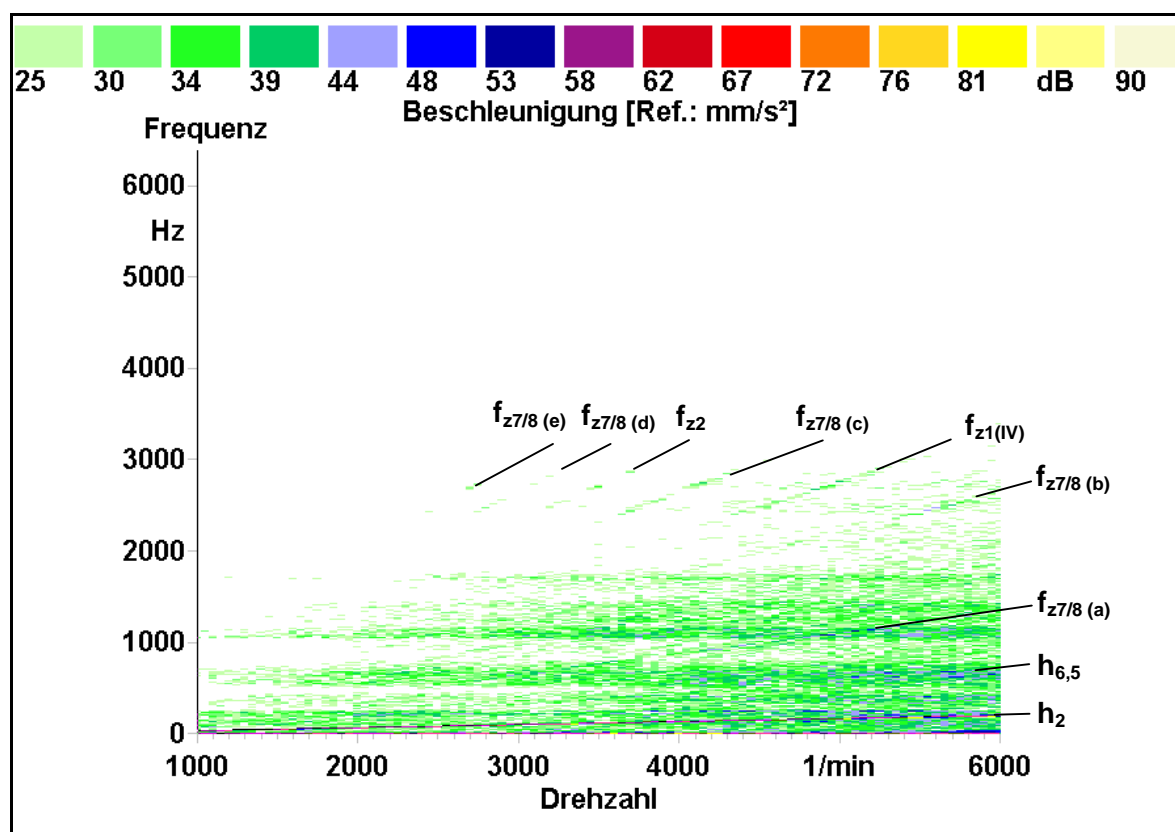




Obr. 41 Šroub vpředu – rozjezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

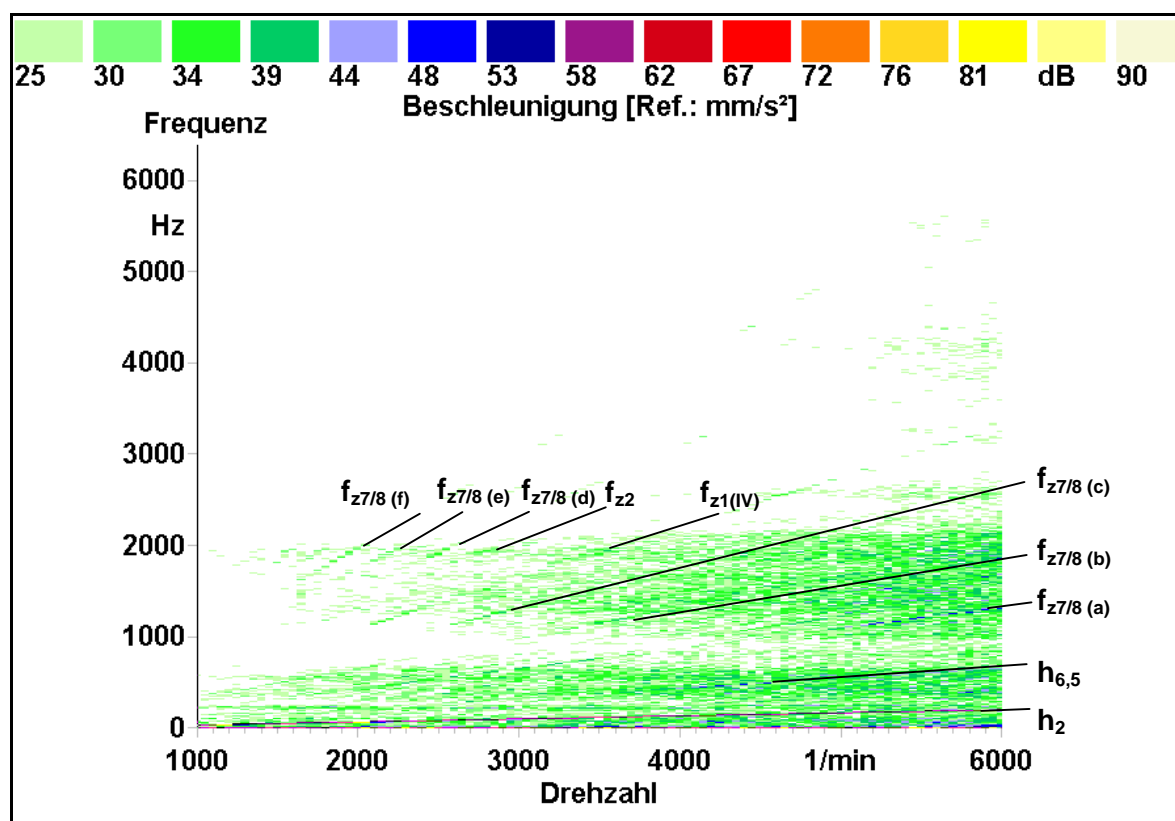
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min



Obr. 42 Šroub vpředu – dojezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

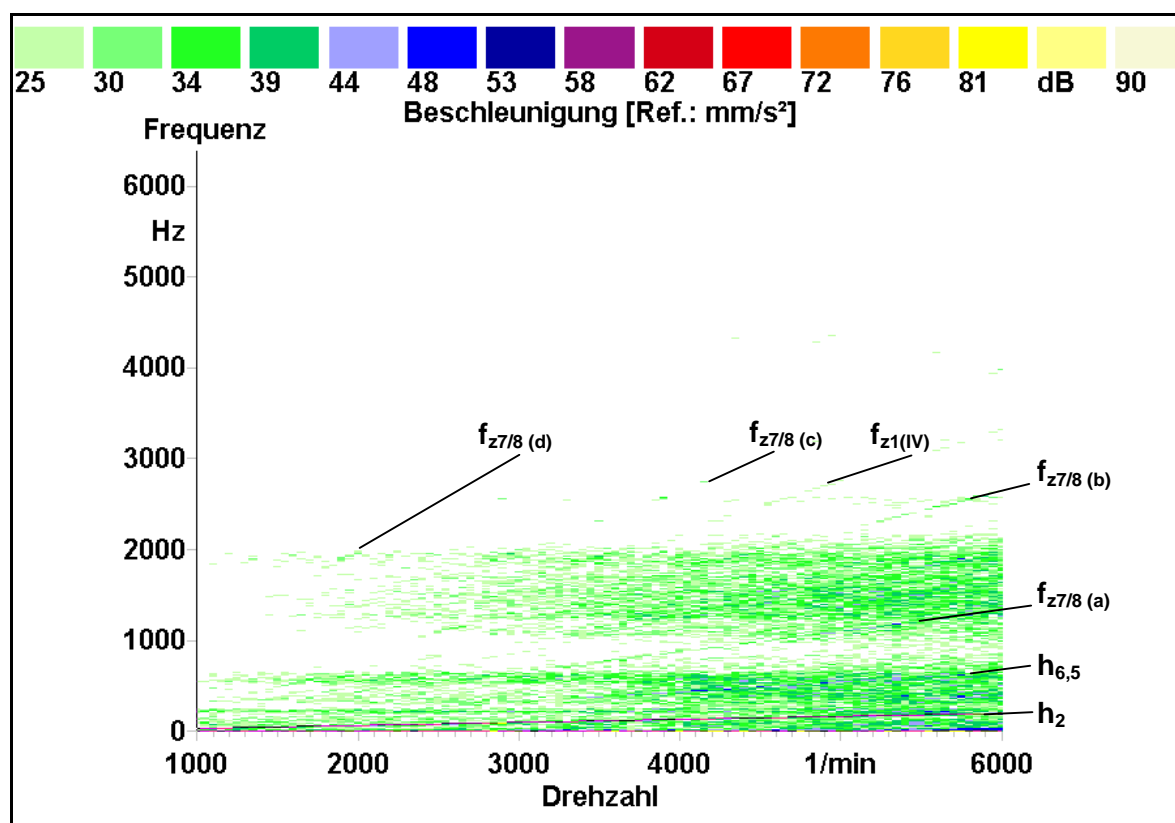
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (a)$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (b)$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (c)$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (d)$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8} (e)$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min



Obr. 43 Šroub vzadu – rozjezd při 4. převodovém stupni

#### identifikace:

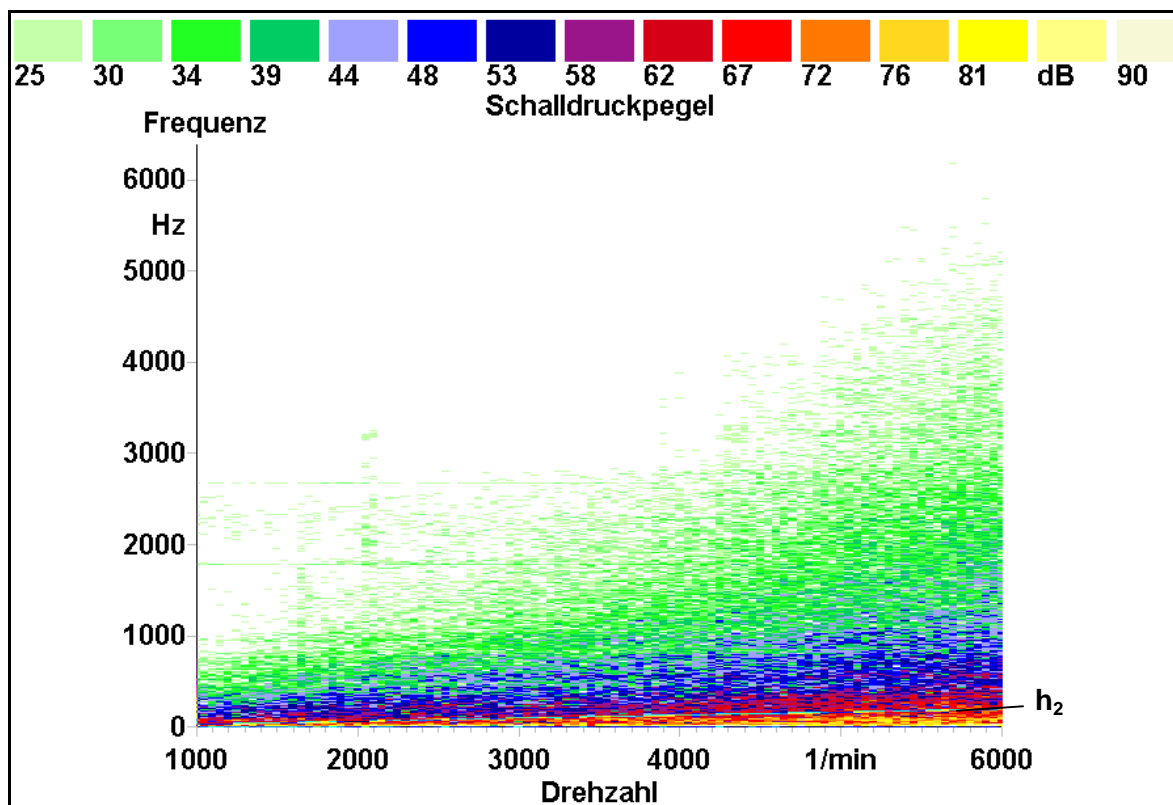
$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (3. harm.)	1332 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z2}$	stálý převod (3. harm.)	3108 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (8. harm.)	3552 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (e)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (f)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (10. harm.)	4440 Hz při 4000 ot/min



Obr. 44 Šroub vzadu – dojezd při 4. převodovém stupni

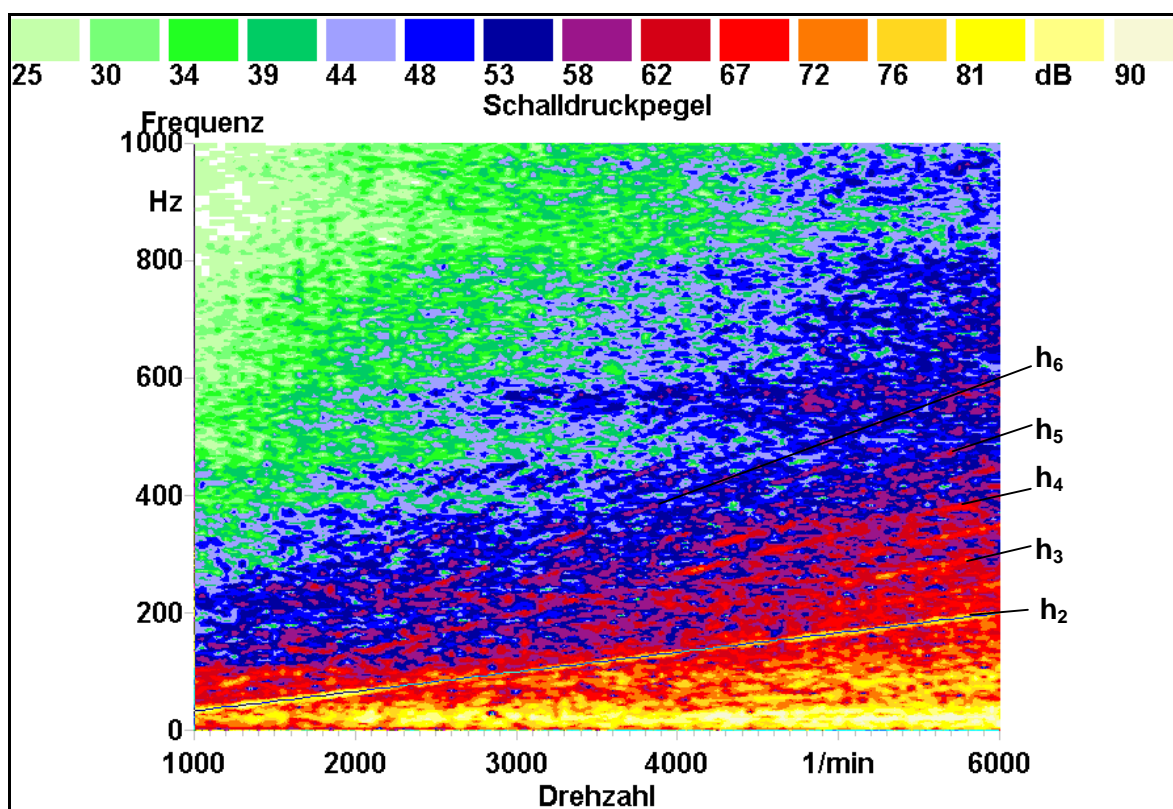
#### identifikace:

$h_2$	2. harmonická otáček motoru	133 Hz při 4000 ot/min
$h_{6,5}$	6,5. harmonická otáček motoru	433 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	888 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1776 Hz při 4000 ot/min
$f_{z1(IV)}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	2266 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2664 Hz při 4000 ot/min
$f_{z7/8 (d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3996 Hz při 4000 ot/min

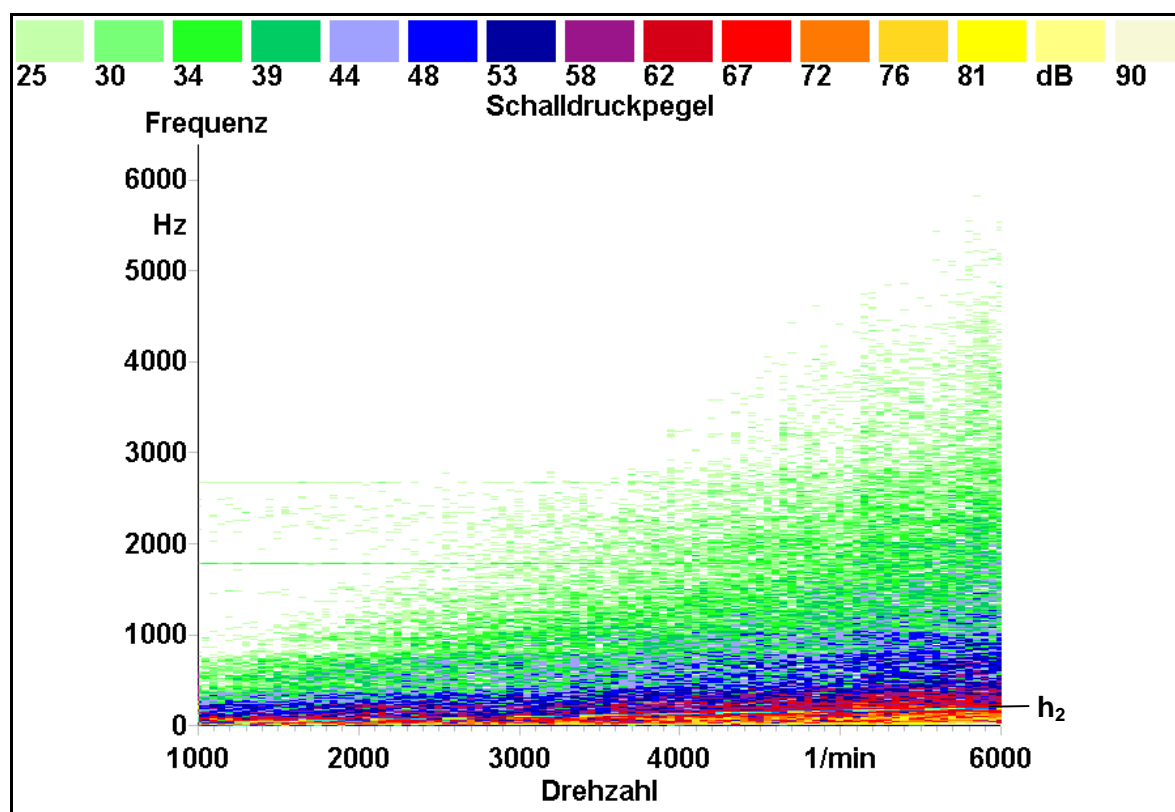


Obr. 45 Mikrofon – rozjezd při 4. převodovém stupni

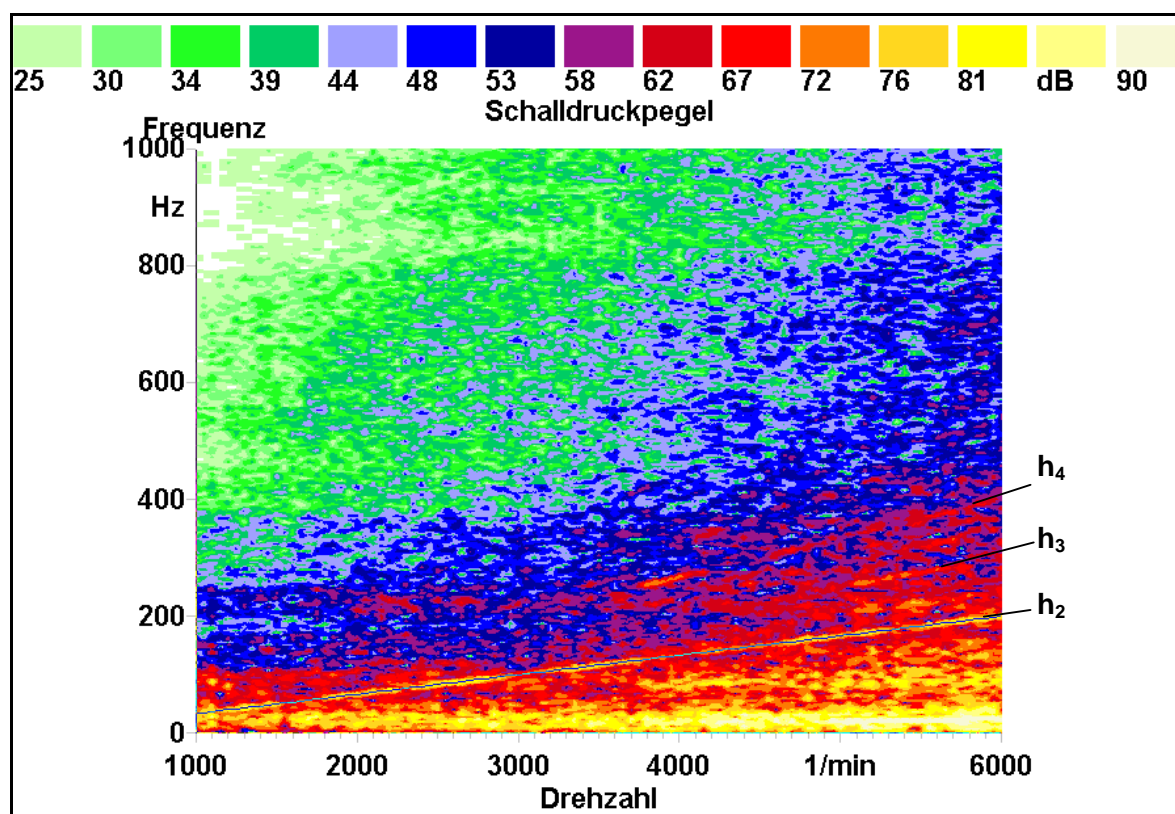
Pozn. Při otáčkách v rozmezí 1700 – 2100  $\text{min}^{-1}$  je opět zřetelná nerovnost vozovky.



Obr. 46 Mikrofon – rozjezd při 4. převodovém stupni (0 – 1000 Hz)



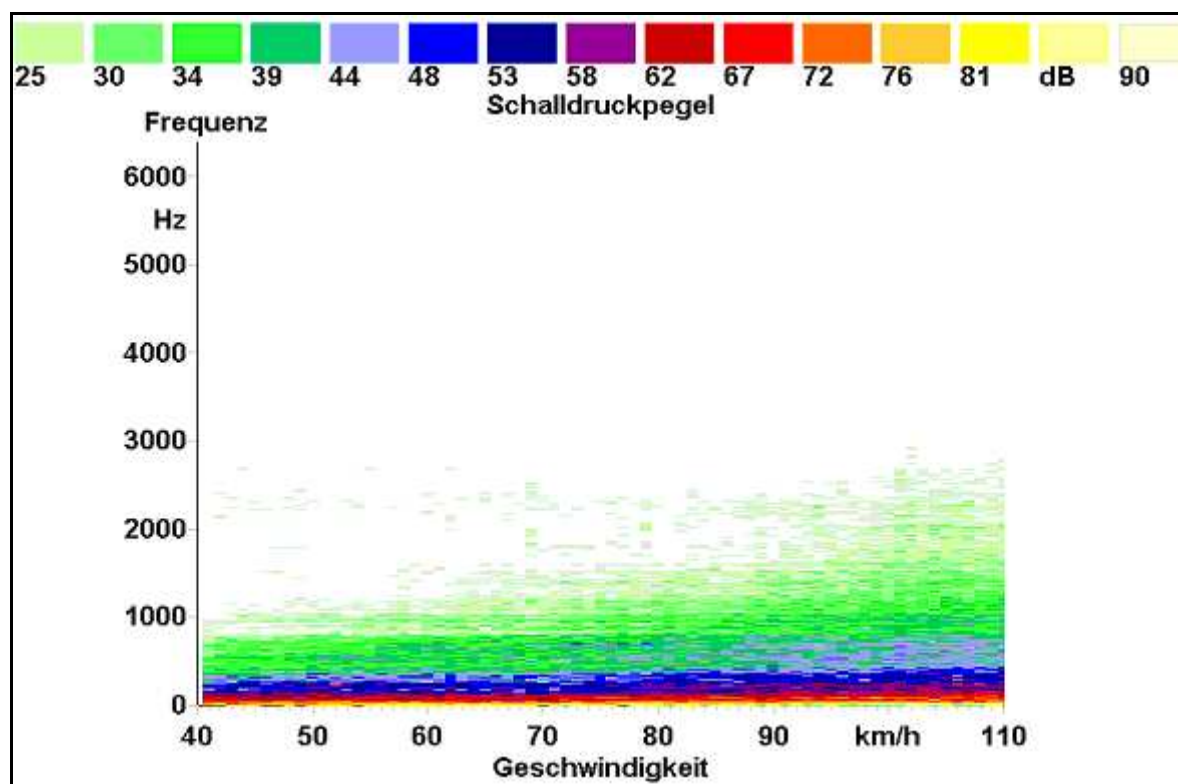
Obr. 47 Mikrofon – dojezd při 4. převodovém stupni



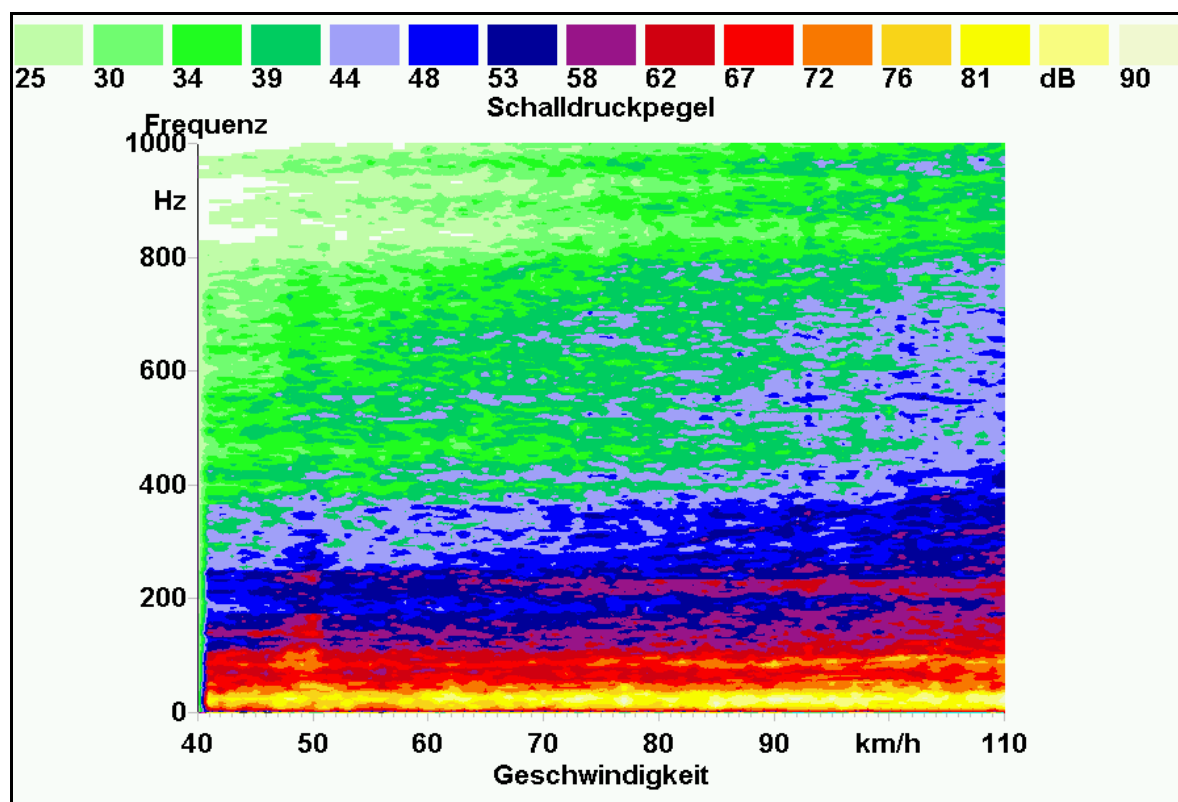
Obr. 48 Mikrofon – dojezd při 4. převodovém stupni (0 – 1000 Hz)



## Hluk při dojezdu s vypnutým motorem



Obr. 49 Mikrofon – dojezd s vypnutým motorem



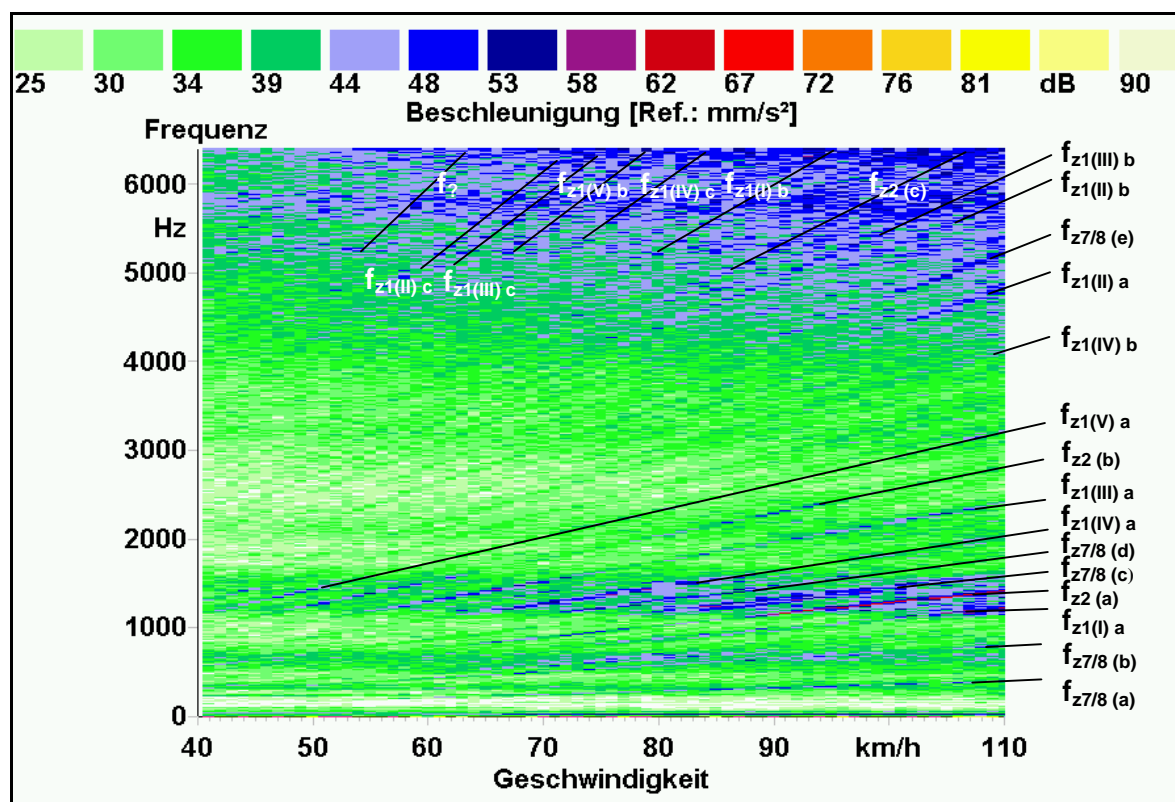
Obr. 50 Mikrofon – dojezd s vypnutým motorem (0 – 1000 Hz)

---

rezonance v oblasti 0 – 2200 Hz

---

## Vibrace při dojezdu s vypnutým motorem



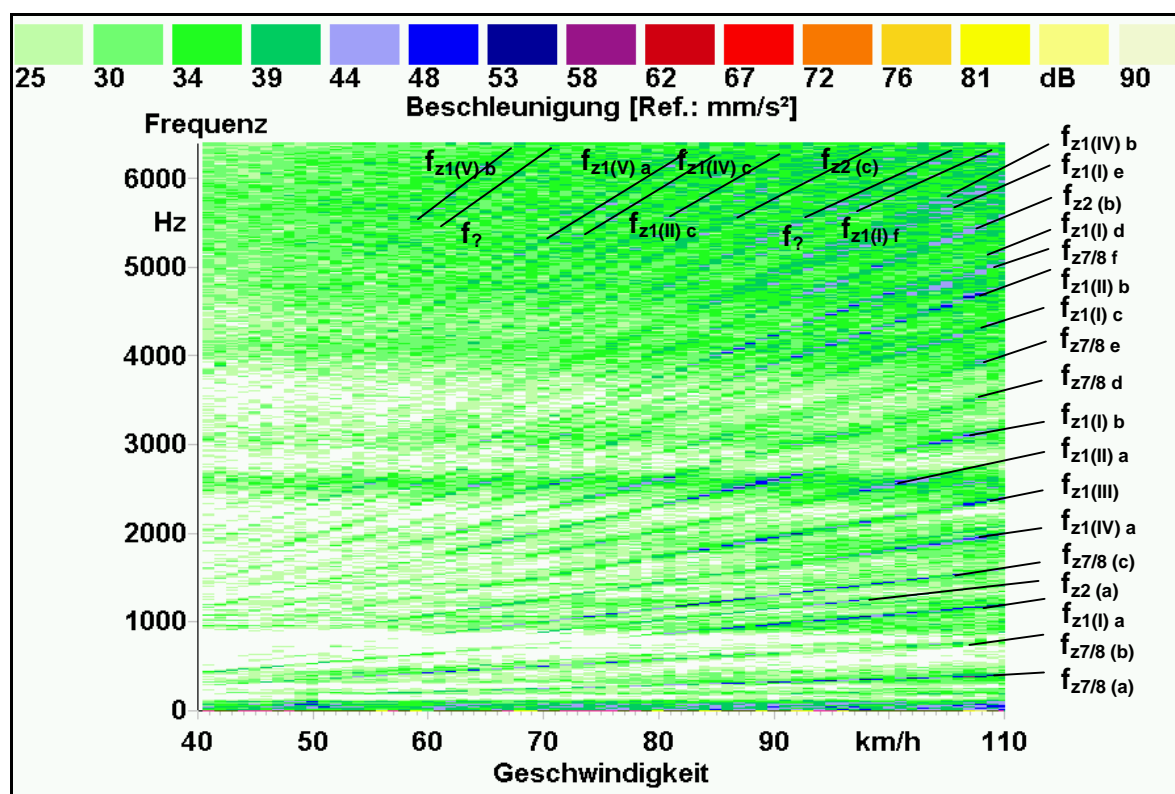
Obr. 51 Přední rozvodovka – dojezd s vypnutým motorem

### identifikace:

$f_{z7/8(a)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	363 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8(b)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	726 Hz při 100 km/h
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (2. harm.)	982 Hz při 100 km/h
$f_{z2(a)}$	stálý převod (1,5. harm.)	1271 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8(c)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1453 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8(d)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4,5. harm.)	1635 Hz při 100 km/h
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	1854 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (1,5. harm.)	2045 Hz při 100 km/h
$f_{z2(b)}$	stálý převod (3. harm.)	2543 Hz při 100 km/h
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (1,5. harm.)	2861 Hz při 100 km/h
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2. harm.)	3709 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (5. harm.)	4364 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8(e)}$	kuželový převod vpředu / vzadu (13. harm.)	4724 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – II. stupeň (6. harm.)	5237 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (4. harm.)	5455 Hz při 100 km/h
$f_{z2(c)}$	stálý převod (7. harm.)	5935 Hz při 100 km/h
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (13. harm.)	5105 Hz při 80 km/h
$f_{z1(IV) c}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	5934 Hz při 80 km/h
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (4. harm.)	5341 Hz při 70 km/h
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – III. stupeň (6. harm.)	5727 Hz při 70 km/h
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – II. stupeň (10. harm.)	6109 Hz při 70 km/h

rezonance v oblasti 1100 – 1600 Hz a v oblasti nad 5000 Hz



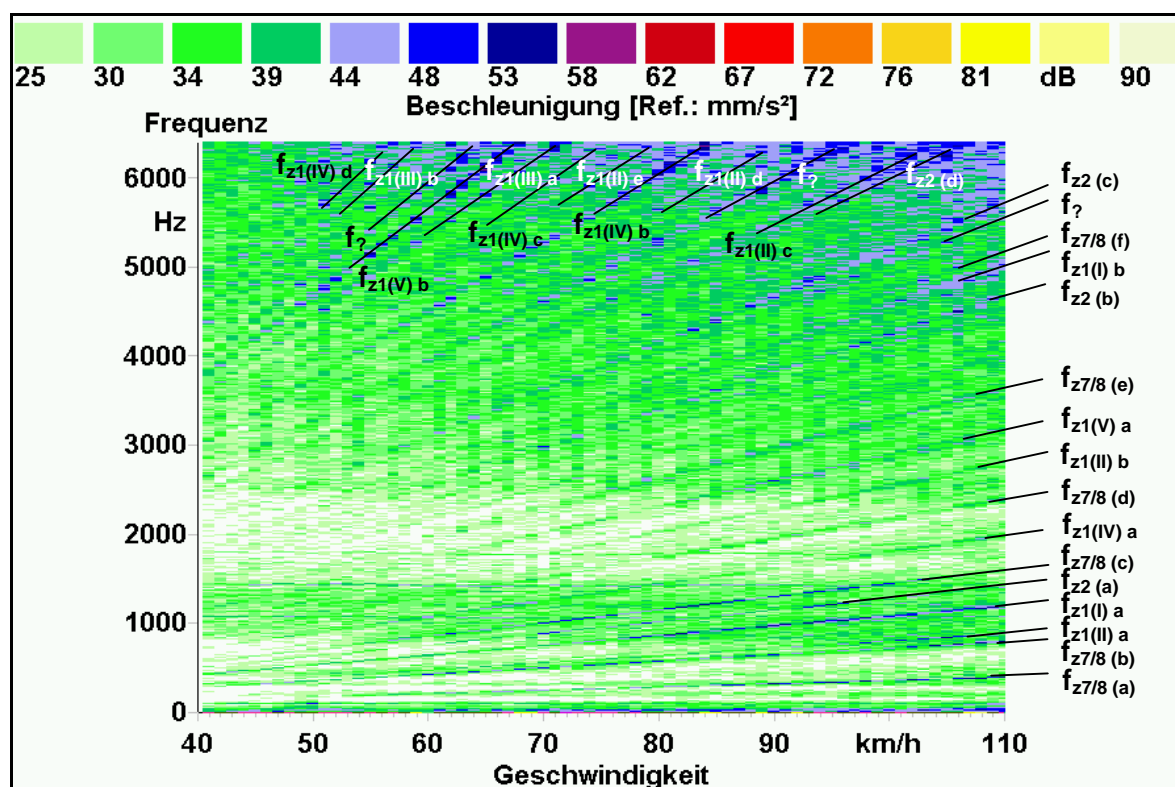


Obr. 52 Zadní rozvodovka – dojezd s vypnutým motorem

#### identifikace:

$f_{z7/8 a}$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	363 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8 b}$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	726 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (2. harm.)	982 Hz při 100 km/h
$f_{z2 a}$	stálý převod (1,5. harm.)	1271 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8 c}$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1453 Hz při 100 km/h
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	1854 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III)}$	řaditelný převod – III. stupeň (1,5. harm.)	2045 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (3. harm.)	2618 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (6. harm.)	2946 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8 d}$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3270 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8 e}$	kuželový převod vpředu / vzadu (10. harm.)	3633 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) c}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (8. harm.)	3927 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – II. stupeň (5. harm.)	4364 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8 f}$	kuželový převod vpředu / vzadu (13. harm.)	4724 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) d}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (10. harm.)	4909 Hz při 100 km/h
$f_{z2 b}$	stálý převod (6. harm.)	5087 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) e}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (11. harm.)	5400 Hz při 100 km/h
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (3. harm.)	5564 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) f}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (12. harm.)	5891 Hz při 100 km/h
$f_{z2 c}$	stálý převod (7,5. harm.)	5086 Hz při 80 km/h
$f_{z1(III) c}$	řaditelný převod – II. stupeň (8. harm.)	5585 Hz při 80 km/h
$f_{z1(IV) c}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	5934 Hz při 80 km/h
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (4. harm.)	6103 Hz při 80 km/h
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (5. harm.)	5724 Hz při 60 km/h

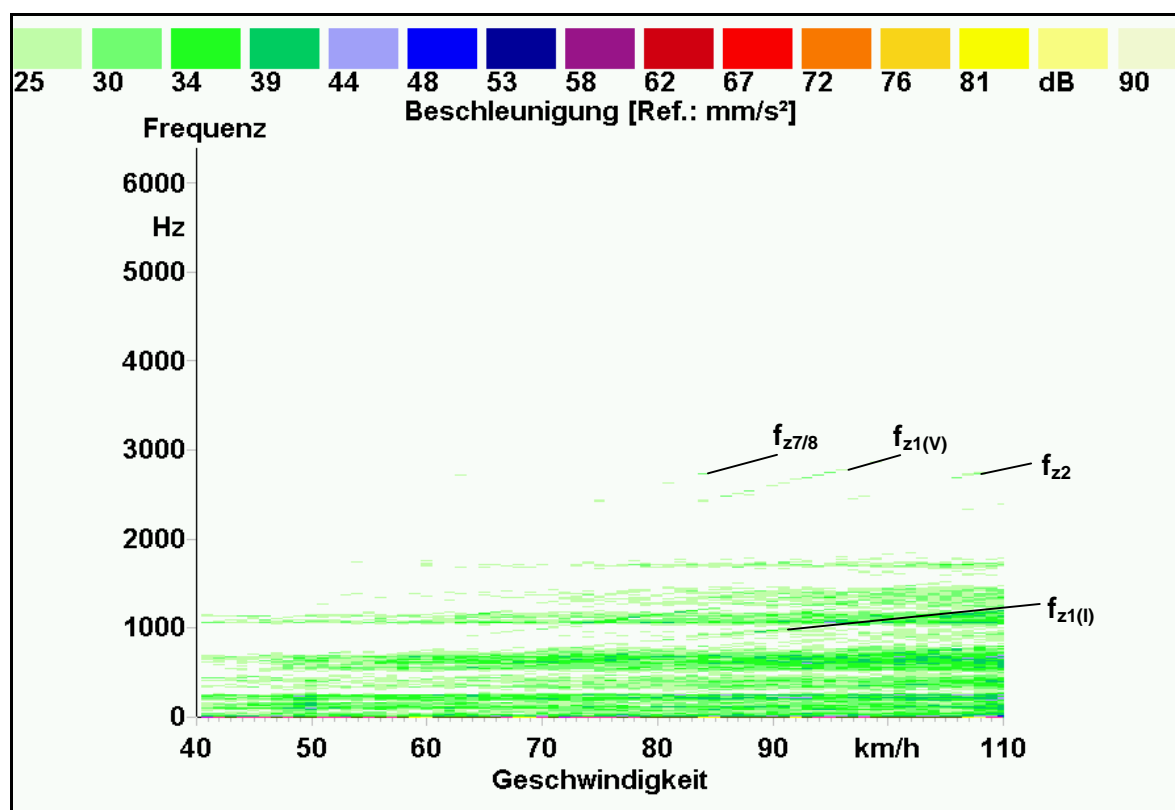
rezonance v oblasti kolem 2700 Hz



Obr. 53 Spojka Haldex – dojezd s vypnutým motorem

#### identifikace:

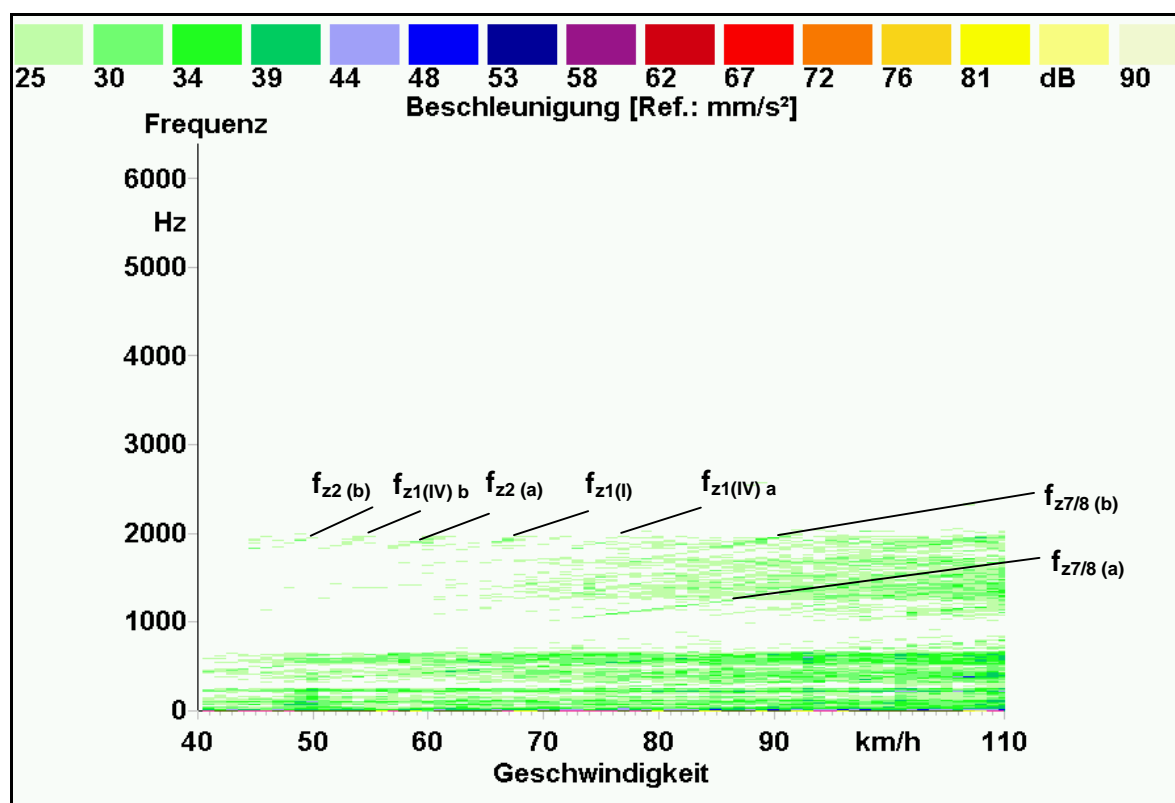
$f_{z7/8} a$	kuželový převod vpředu / vzadu (1. harm.)	363 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8} b$	kuželový převod vpředu / vzadu (2. harm.)	726 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – II. stupeň (1. harm.)	872 Hz při 100 km/h
$f_{z1(I) a}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (2. harm.)	982 Hz při 100 km/h
$f_{z2} (a)$	stálý převod (1,5. harm.)	1271 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8} c$	kuželový převod vpředu / vzadu (4. harm.)	1453 Hz při 100 km/h
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1. harm.)	1854 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8} d$	kuželový převod vpředu / vzadu (6. harm.)	2180 Hz při 100 km/h
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – II. stupeň (3. harm.)	2618 Hz při 100 km/h
$f_{z1(V) a}$	řaditelný převod – V. stupeň (1,5. harm.)	2861 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8} e$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	3270 Hz při 100 km/h
$f_{z2} (b)$	stálý převod (5. harm.)	4239 Hz při 100 km/h
$f_{z1(I) b}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (9. harm.)	4419 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8} f$	kuželový převod vpředu / vzadu (13. harm.)	4724 Hz při 100 km/h
$f_{z2} (c)$	stálý převod (6. harm.)	5087 Hz při 100 km/h
$f_{z2} (d)$	stálý převod (7. harm.)	5935 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) c}$	řaditelný převod – II. stupeň (7. harm.)	6109 Hz při 100 km/h
$f_{z1(II) d}$	řaditelný převod – II. stupeň (8. harm.)	5585 Hz při 80 km/h
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4. harm.)	5934 Hz při 80 km/h
$f_{z1(III) e}$	řaditelný převod – II. stupeň (9. harm.)	4714 Hz při 60 km/h
$f_{z1(IV) c}$	řaditelný převod – IV. stupeň (4,5. harm.)	5008 Hz při 60 km/h
$f_{z1(III) a}$	řaditelný převod – III. stupeň (6,5. harm.)	5319 Hz při 60 km/h
$f_{z1(V) b}$	řaditelný převod – V. stupeň (5. harm.)	5724 Hz při 60 km/h
$f_{z1(III) b}$	řaditelný převod – III. stupeň (8. harm.)	6000 Hz při 55 km/h
$f_{z1(IV) d}$	řaditelný převod – IV. stupeň (6. harm.)	6120 Hz při 55 km/h



Obr. 54 Šroub vpředu – dojezd s vypnutým motorem

#### identifikace:

$f_{z1(l)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (1. harm.)	982 Hz při 100 km/h
$f_{z2}$	stálý převod (3. harm.)	2543 Hz při 100 km/h
$f_{z1(v)}$	řaditelný převod – V. stupeň (1,5. harm.)	2861 Hz při 100 km/h
$f_{z7/8}$	kuželový převod vpředu / vzadu (9. harm.)	2615 Hz při 80 km/h



Obr. 55 Šroub vzadu – dojezd s vypnutým motorem

#### identifikace:

$f_{z7/8(a)}$	kuželový předvod vpředu / vzadu (4. harm.)	1162 Hz při 80 km/h
$f_{z7/8(b)}$	kuželový předvod vpředu / vzadu (6. harm.)	1744 Hz při 80 km/h
$f_{z1(IV) a}$	řaditelný převod – IV. stupeň (1,5. harm.)	2225 Hz při 80 km/h
$f_{z1(I)}$	řaditelný převod – I. stupeň + zpětný (6. harm.)	2062 Hz při 70 km/h
$f_{z2(a)}$	stálý převod (4. harm.)	2035 Hz při 60 km/h
$f_{z1(IV) b}$	řaditelný převod – IV. stupeň (2. harm.)	2040 Hz při 55 km/h
$f_{z2(b)}$	stálý převod (5. harm.)	2331 Hz při 55 km/h